

VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Ruční přenosný stavitelný jeřáb

Manual Portable Adjustable Crane

Vedoucí diplomové práce:

doc.Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Datum zadání:

prosinec 2010

Datum odevzdání:

květen 2011

Ostrava 2011

Bc. Lukáš Buranský

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Buranský**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Ruční přenosný stavitelný jeřáb**
Manual Portable Adjustable Crane

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete ruční přenosný stavitelný jeřáb:

1. Stanovte typové řady jeřábu pro nosnost 100 kg a 250 kg
 2. Stanovte rozměry jeřábu s ohledem na jeho stavitelnost
 3. Jeřáb bude kotven na stěnu a nebo na podlahu
 4. Nosná konstrukce jeřábu bude z hliníkových profilů
 5. Pohon zdvihu bude specifikován firmou KUNST Hranice, s.r.o.
 6. Pevnostní výpočet bude proveden podle norem pro zvedací zařízení
- Písemná část práce bude obsahovat cca 60 stran textu mimo přílohy. Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

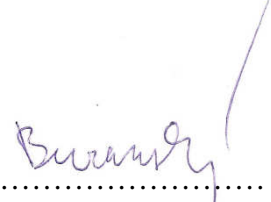
- BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775 s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707 s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8.
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1.
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.
ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů*. Praha : Vydavatelství norem, 1991, 68 s.
ČSN EN 1993-6. *Navrhování ocelových konstrukcí. Jeřábové dráhy*. Praha : Český normalizační institut, 2008, 40 s.
Katalogy ložisek.
Firemní literatura.

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb.- autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo;
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst.3);
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího závěrečné práce. Souhlasím s tím, že údaje o závěrečné práci, obsažené v abstraktu, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla naloženy (až do jejich skutečné výše);
- závěrečnou práci, aneb dílem se myslí bakalářská práce v případě bakalářského studia, diplomová práce v případě magisterského studia a disertační práce v případě doktorského studia.

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23.5.2011


.....
Lukáš Buranský

Lukáš Buranský
Nová 1828
Hranice 753 01

ABSTRAKT DIPLOMOVÉ PRÁCE

BURANSKÝ, L. *Ruční přenosný stavitelný jeřáb*. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011, 68 s. Diplomová práce, vedoucí Havlík, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukcí jeřábu. Jedná se o čtyři varianty řešení. Tyto varianty jsou pro sílu od zatěžujícího břemene 250kg nebo 100kg, a každá z těchto variant je dále rozdělena dle uložení jeřábu, řeší se krajní polohy a to maximální a minimální vyložení. U všech případů je použito obdobné konstrukce.

Práce obsahuje statický výpočet, ve kterém se řeší velikost působících sil působících na rameno a řetěz, dále pak výsledné reakce a moment na sloup. Další náplní práce je pevnostní výpočet, kde se např. posuzuje čepové připojení ramene ke sloupu, dále pak vybrané svarové spoje, řetěz a v neposlední řadě také rameno namáhané na vzpěr. Aby bylo docíleno úplnosti zadání, diplomová práce obsahuje také rešerši, posouzení technologie svařování atd.

ABSTRACT

BURANSKÝ, L. *Manual portable adjustable crane*. Ostrava: Institut parts of machines and mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering, VSB-Technical University of Ostrava, 2011, 68 p. Dissertation, leading Havlík, J.

Dissertation deals on construction of crane. There are four alternatives. There are options for power from the burdensome load 350 kg or 125 kg and each of these variations is further divided according the imposition of a crane, solving with extreme positions maximum and minimum set out. In all cases is used a similar structure.

The thesis contains a static calculation, which solves the size of active forces acting on the shoulder and a chain, then the resulting response and torque on pillar. Another filling is the task, where for example assesses the tap connection to the arm pillar, then fine weld joints, chain and shoulder for props. To achieve completeness of the settings, thesis also contains background research, assessment of welding technology etc.

1. PŘEHLED POUŽITÝCH OZNAČENÍ A JEJICH JEDNOTEK	7
2. ÚVOD	12
2.1 Rozdělení zdvihacích zařízení	12
2.2 Přehled vývoje zdvihacích zařízení	12
2.3 Rozdělení jeřábů	13
2.4 Konstrukční zásady	15
2.5 Řešený případ	16
3. NÁVRH RUČNÍHO PŘENOSNÉHO STAVITELNÉHO JEŘÁBU.....	17
3.1 Stanovení typových řad	17
3.2 Stanovení rozměrů jeřábu	17
3.3 Pohon zdvihu	19
3.3.1 Zavedení součinitelů působících na zařízení	21
3.3.2 Zatížení vyvozené vlastní tíhou konstrukce jeřábu	21
3.3.3 Zatížení vyvozené vlastním břemenem	23
3.3.4 Dynamický zdvihový součinitel	24
3.3.5 Celkové zatížení	24
4. STATICKÝ VÝPOČET	26
4.1 Vyšetření bodu D a zjištění sil v rameni a řetězu	26
4.2 Zjištění reakcí a momentu na sloupu	31
5. TECHNOLOGIE SVAŘOVÁNÍ	34
5.1 Volba a vlastnosti materiálu	34
5.2 Svařitelnost materiálu	35
5.3 Výběr přídavného materiálu	36
5.4 Výběr metody svařování	36
5.4.1 Metoda MIG	37
5.4.2 Metoda TIG	37
6. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY	39
6.1 Výpočet ramene na vzpěr	39
6.2 Kontrola sloupu	42
6.3 Posouzení čepových připojení	44
6.3.1 Čepové připojení ramene ke sloupu	44

6.3.2 Čepové připojení kladky	46
6.4 Kontrola kluzných ložisek	49
6.5 Svarové spoje	51
6.5.1 Konzola přivařená na sloup	51
6.5.2 Svar na kotvení	54
6.6 Posouzení kotvení ocelové objímky na stěnu	57
6.7 Posouzení průřezu spojovacího řetězu	59
6.8 Kontrola kuličky na Hertzův tlak	60
7. ZÁVĚR.....	62
8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	66
9. PŘÍLOHY	68

1. PŘEHLED POUŽITÝCH OZNAČENÍ A JEJICH JEDNOTEK

a	<i>vzdálenost potřebná ke statickému výpočtu sloupu A-C</i>	$[mm]$
A	<i>konstanta pro výpočet Hertzova tlaku podle ČSN ISO 6336-5</i>	$[-]$
a_s	<i>charakteristický rozměr svaru</i>	$[mm]$
b	<i>vzdálenost potřebná ke statickému výpočtu sloupu B-C</i>	$[mm]$
b_1	<i>šířka spodního ložiska v uložení</i>	$[mm]$
b_2	<i>šířka horního ložiska v uložení</i>	$[mm]$
b_3	<i>šířka ložiska kladky</i>	$[mm]$
B	<i>konstanta pro výpočet Hertzova tlaku podle ČSN ISO 6336-5</i>	$[-]$
c	<i>vzdálenost potřebná ke statickému výpočtu sloupu A-B</i>	$[mm]$
d	<i>průměr článku řetězu</i>	$[mm]$
d_1	<i>průměr kuličky</i>	$[mm]$
D_1	<i>vnitřní průměr spodního ložiska v uložení</i>	$[mm]$
D_2	<i>vnější průměr horního ložiska v uložení</i>	$[mm]$
D_3	<i>vnitřní průměr ložiska kladky</i>	$[mm]$
d_k	<i>průměr čepu kladky</i>	$[mm]$
d_r	<i>vnitřní průměr trubky ramene</i>	$[mm]$
D_r	<i>vnější průměr trubky ramene</i>	$[mm]$
d_s	<i>vnitřní průměr trubky sloupu</i>	$[mm]$
D_s	<i>vnější průměr trubky sloupu</i>	$[mm]$
d_{v-s}	<i>průměr čepu spojujícího vzpěru a sloup</i>	$[mm]$
e	<i>rameno excentricity</i>	$[mm]$
e_o	<i>svislá vzdálenost těžišť kotevních desek</i>	$[mm]$
E_{Al}	<i>Youngův modul pro hliníkovou slitinu</i>	$[MPa]$

F_c	<i>celkové zatížení jeřábu</i>	$[N]$
F_{mb}	<i>tíhová síla vyvozená břemenem</i>	$[N]$
F'_{mb}	<i>dynamická síla vyvozená břemenem</i>	$[N]$
F_G	<i>celková tíhová síla jeřábu</i>	$[N]$
F_{G1}	<i>tíhová síla sloupu</i>	$[N]$
F_{G2}	<i>tíhová síla ramene</i>	$[N]$
F_{G3}	<i>tíhová síla zdvihacího zařízení</i>	$[N]$
F_k	<i>síla zatěžující svary kotvení</i>	$[N]$
F_{kr}	<i>kritická síla v prutu</i>	$[N]$
F_l	<i>síla působící v řetězu (v ose x nebo y)</i>	$[N]$
F_r	<i>síla působící v rameni (v ose x nebo y)</i>	$[N]$
$F_{\bar{r}}$	<i>únosnost v tahu řetězu</i>	$[N]$
F_s	<i>smyková síla na více namáhanou kotvu</i>	$[N]$
F_t	<i>tahová síla působící na kotvení</i>	$[N]$
F_{ul}	<i>síla v uložení působící na ložiska</i>	$[N]$
g	<i>tíhové zrychlení</i>	$[m \cdot s^{-1}]$
G	<i>celková hmotnost jeřábu</i>	$[kg]$
G_1	<i>skutečná hmotnost sloupu</i>	$[kg]$
G_2	<i>skutečná hmotnost ramene</i>	$[kg]$
G_3	<i>skutečná hmotnost zdvihacího zařízení</i>	$[kg]$
J	<i>polární moment setrvačnosti</i>	$[mm^4]$
k_3	<i>převodní součinitel</i>	$[-]$
k_4	<i>převodní součinitel</i>	$[-]$
k_e	<i>výsledná bezpečnost ve vzpěru</i>	$[-]$

k_s	<i>bezpečnost svarového spoje</i>	$[-]$
l_1	<i>vzdálenost potřebná k výpočtu čepu (vzpěra-sloup)</i>	$[mm]$
l_2	<i>vzdálenost potřebná k výpočtu čepu (vzpěra-sloup)</i>	$[mm]$
l_3	<i>vzdálenost potřebná k výpočtu čepu kladky</i>	$[mm]$
l_k	<i>délka svaru</i>	$[mm]$
L_k	<i>rameno, na němž působí ohybový moment na svar</i>	$[mm]$
l_{ko}	<i>šířka přivařených desek na objímce na horní části ramene</i>	$[mm]$
l_r	<i>šířka přivařených desek na spodní části ramene</i>	$[mm]$
L_r	<i>délka ramene</i>	$[mm]$
l_s	<i>délka svaru</i>	$[mm]$
L_s	<i>rameno, na němž působí ohybový moment na svar</i>	$[mm]$
M_A	<i>ohybový moment působící v uložení</i>	$[N \cdot m]$
m_b	<i>hmotnost břemene</i>	$[kg]$
m_{bsk}	<i>skutečná hmotnost břemene</i>	$[kg]$
m_k	<i>hmotnost zdvihacího zařízení</i>	$[kg]$
M_o	<i>ohybový moment působící na svar</i>	$[MPa]$
$M_{o,max}$	<i>maximální ohybový moment působící na čep</i>	$[MPa]$
m_r	<i>hmotnost ramene</i>	$[kg]$
m_s	<i>hmotnost sloupu</i>	$[kg]$
M_v	<i>ohybový moment působící na kotvení</i>	$[N \cdot m]$
p_1	<i>otlačení čepu</i>	$[MPa]$
p_2	<i>otlačení čepu</i>	$[MPa]$
p_D	<i>dovolená hodnota tlaku při otlačení</i>	$[MPa]$
p_{hl}	<i>tlak v uložení působící na horní ložisko</i>	$[MPa]$
p_{kl}	<i>tlak v uložení působící na ložisko kladky</i>	$[MPa]$
p_{sl}	<i>tlak v uložení působící na spodní ložisko</i>	$[MPa]$

Q_{Al}	<i>tepelná vodivost hliníkové slitiny</i>	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
R_a	<i>reakce v uložení (v ose x nebo y)</i>	$[N]$
R_e	<i>mez kluzu</i>	$[MPa]$
R_m	<i>mez pevnosti</i>	$[MPa]$
S_{SV}	<i>plocha svaru</i>	$[mm^2]$
t	<i>rozteč řetězu</i>	$[mm]$
v	<i>vzdálenost mezi těžišti ložisek v uložení</i>	$[mm]$
v_h	<i>rychlost zdvihu břemene</i>	$[m \cdot s^{-1}]$
v_k	<i>vzdálenost mezi těžišti svarů na kotvení</i>	$[mm]$
v_{max}	<i>maximální vyložení břemene</i>	$[mm]$
v_{min}	<i>minimální vyložení břemene</i>	$[mm]$
W_o	<i>průřezový modul v ohybu</i>	$[mm^3]$
x	<i>tvrdost podle Vickerse</i>	$[-]$
z	<i>velikost svaru</i>	$[mm]$
β	<i>součinitel tloušťky koutového svaru</i>	$[mm]$
γ	<i>součinitel spolehlivosti materiálu</i>	$[-]$
γ_b	<i>součinitel zatížení od břemene</i>	$[-]$
δ_h	<i>dynamický zdvihový součinitel</i>	$[-]$
δ_t	<i>dynamický součinitel otáčení</i>	$[-]$
λ	<i>štíhlost prutu</i>	$[-]$
μ	<i>Poissonova konstanta</i>	$[-]$
μ_v	<i>koeficient pro výpočet vzpěru</i>	$[-]$
π	<i>Ludolfovo číslo</i>	$[-]$
ρ_{Al}	<i>hustota hliníkové slitiny</i>	$[kg \cdot m^{-3}]$
σ_h	<i>Hertzův tlak působící na kuličku</i>	$[MPa]$

$\sigma_{h,d}$	<i>hodnota dovoleného Hertzova tlaku</i>	[MPa]
σ_o	<i>ohybové napětí</i>	[MPa]
$\sigma_{o,D}$	<i>dovolená hodnota napětí v ohybu</i>	[MPa]
σ_{red}	<i>redukované napětí ve svaru</i>	[MPa]
τ_D	<i>dovolená hodnota napětí ve střihu</i>	[MPa]
τ_s	<i>napětí ve střihu</i>	[MPa]
τ_{\parallel}	<i>napětí ve svaru od rovnoběžné síly</i>	[MPa]
τ_{\perp}	<i>napětí ve svaru od kolmé síly</i>	[MPa]
τ_{\perp}^{Mo}	<i>napětí ve svaru od ohybu</i>	[MPa]

2. ÚVOD

2.1 ROZDĚLENÍ ZDVIHACÍCH ZAŘÍZENÍ

Každé zdvihací zařízení se skládá z ocelové konstrukce, která tvoří nosný systém. Na ocelové konstrukci nebo uvnitř (pokud je konstrukce uzavřena) jsou umístěny mechanismy (ústrojí, které mění rotační pohyb hřídele motoru na pohyb pracovní). Mechanismus je souborem převodových prvků, které jsou buď mechanické, hydraulické, pneumatické nebo kombinované. K mechanickým prvkům patří ústrojí složené z poháněcího motoru, převodovky, spojek, ozubených kol, dalších lanových a řetězových převodů, bubnů, kladek, brzd, atd. [8]

Podle způsobu práce, dopravní vzdálenosti a zásadního konstrukčního provedení se zdvihací zařízení obvykle rozdělují na tři kategorie: [6]

- zdvihadla (přemisťují břemena pouze ve svislém směru)
- jeřáby (přemisťují břemena svislým a vodorovným pohybem ve vymezeném prostoru)
- výtahy

2.2 PŘEHLED VÝVOJE ZDVIHACÍCH ZAŘÍZENÍ

V počátcích vývoje lidské společnosti se břemena přemisťovala jen lidskou silou, a to zpravidla přímým působením. Postupně vznikaly pomocné prostředky a zařízení, zejména pro dopravu těžších břemen, jimiž si člověk práci usnadňoval nebo vůbec umožňoval, anebo jimiž si zkracoval čas potřebný k práci. Těmito zařízeními dodávali hnací sílu zprvu stále ještě lidé nebo tažná zvířata, ačkoli již před více než dvěma tisíciletími se k pohonu některých strojních zařízení, např. mlýnů, začalo používat i energie vody a větru.

Zařízení pro přemisťování břemen ve vodorovném směru se od nejstarších dob až do první průmyslové revoluce prakticky nezměnila. Pro přemisťování břemen ve svislém směru vyžadovaly však postupně se měnící výrobní poměry stále výkonnější zařízení. Nejnaléhavěji bylo těchto zdvihacích zařízení třeba v přístavech, jejichž význam s rozvíjejícím se obchodem neustále rostl. Tato zařízení pracovala na principu rumpálu s tzv. šlapacím kolem, které poháněli lidé. Mechanické energie se začalo

používat ke zvedání břemen nejdříve v hornictví, a to rumpály hnanými vodou. Zdvihací výšky byly již poměrně značné, desítky metrů, avšak břemena byla lehčí.

Teprve parní pohon, o němž je první zmínka roku 1820 umožňuje splnit požadavek, kladený na zdvihací zařízení, tj. vyšší nosnost za účelem vyššího výkonu. Stejně snadno jako zvyšovat nosnost lze nyní i zrychlovat pohyb břemena.

Elektrický pohon (první jeřáb z roku 1887) přináší další výhody, zejména pokud jde o provozní a ekonomickou stránku. Nosnost největších jeřábů dnes přesahuje 400 tun a není problém postavit zařízení o mnohem větší nosnosti, pokud by jich bylo třeba.

Vývoj zdvihacích zařízení není dodnes ukončen, podle potřeb nově se vyskytujících úkolů transportní techniky vznikají nové druhy a typy zdvihacích zařízení. [5]

2.3 ROZDĚLENÍ JEŘÁBŮ

Jeřáb (znázorněn na Obr. 2.1) je dopravní stroj z kategorie zdvihadel, který zdvihá a poté přemísťuje těžké předměty respektive břemena, obvykle pomocí kladnice a háku. Používá se ve všech oblastech průmyslu (zejména v průmyslu těžkém), dále pak ve stavebnictví i jinde. Příbuznými stroji jeřábu jsou vrátky a nákladní zdviže. Přihlíží se zpravidla k celkovému tvaru nebo tvaru charakteristické části, druhu pohonu, druhu pohybu, druhu práce a místu použití. [25]

Jeřáby patří k velmi vyžadovaným zařízením. Lze se s nimi setkat v každém provozu a v každé větší dílně.

Očekává se od nich: [8]

- velký dopravní (pracovní) výkon při malé vlastní hmotnosti
- bezpečný a spolehlivý provoz
- jednoduchá, pokud možno automatická obsluha



Obr. 2.1: Věžový jeřáb

Hlavní parametry jeřábu dle [6]:

- nosnost [kg, t] - nejtěžší břemeno, s kterým lze jeřábem manipulovat
- rozpětí [m] - vodorovná vzdálenost středních rovin pojezdových kol
- výška zdvihu [m] - svislá vzdálenost mezi nejnižší a nejvyšší pracovní polohou háku
- vyložení jeřábu [m] - vodorovná vzdálenost svislé osy závěsu břemena od osy otáčení u jeřábů s otočným výložníkem nebo od hrany klopení u jeřábů s neotočným výložníkem.

Jeřáby obvykle rozdělujeme dle: [6]

1) podle konstrukce

- mostové (znázorněn na Obr. 2.2)
- portálové a poloportálové
- konzolové a sloupové
- věžové (stavební)
- mobilní
- železniční

2) podle druhu pohonu

- ruční
- motorický
 - elektrický (Obr. 2.3)
 - spalovacím motorem
 - kombinovaný

3) podle způsobu pohybu

- nepojízdné
- pojízdné
- otočné
- plovoucí
- kombinované



Obr. 2.2: Mostový jeřáb

4) podle druhu práce a místa použití

- dílenské a skladištní jeřáby
- montážní
- hutní
- nádvorní a skládkové
- stavební
- železniční
- přístavní apod.



Obr. 2.3: Portálový jeřáb elektrický

2.4 KONSTRUKČNÍ ZÁSADY

Jeřábová konstrukce musí být při dostatečné únosnosti a tuhosti především lehká, aby se zmenšily výrobní a provozní náklady. Nesmí být příliš rozměrná, aby se nezvětšovaly neúměrně rozměry budov a zařízení.

Zavedením svařování do výroby nosných konstrukcí se dosáhlo značného zjednodušení konstrukce a zmenšení její váhy průměrně o 15 až 25 %. Vedle konstrukcí z válcovaných profilů se uplatňují také konstrukce z trubek.

Snaha zmenšit co nejvíce váhu nosných jeřábových konstrukcí vede konstruktéra k výzkumu užití lehkých kovů – slitin hliníku. Jejich měrná váha je asi 2,8krát menší než měrná váha oceli. Dají se z nich vyrábět profily různých tvarů jako z oceli a lze je spojovat svařováním nebo nýtováním v nosné celky. Nevýhodou je jejich malý modul pružnosti, asi třetina hodnoty modulu pružnosti oceli a tedy velké deformace, které musejí zachytit robustnější konstrukce. [6]

2.5 ŘEŠENÝ PŘÍPAD

Cílem bylo navrhnout jeřáby v materiálové variantě hliníkové slitiny na požadované parametry: - nosnost 100 a 250 kg

- provedení obou hmotnostních variant pro upevnění na stěnu a na podlahu, což znamená rozdíl v délce sloupu a rozdíl v kotvení
- výška zdvihu břemene 1650 mm
- vyložení břemene 640 až 1100 mm

3. NÁVRH RUČNÍHO PŘENOSNÉHO STAVITELNÉHO JEŘÁBU

3.1 STANOVENÍ TYPOVÝCH ŘAD

Hlavním kritériem zadání je materiál, z něhož bude konstrukce jeřábu sestrojena.

Tímto materiálem je hliníková slitina, z důvodu dosažení nízké hmotnosti.

Jeřáb bude konstruován ve dvou hmotnostních variantách a to ve variantách maximální hmotnosti břemene 250 kg a 100kg.

Každá z těchto hmotnostních variant bude řešena pro uložení na podložku a na stěnu.

Konstrukce jeřábu je tvořena sloupem kruhového průřezu.

Ke sloupu jsou pomocí oboustranných koutových svarů přivařeny konzoly s otvory pro čep výložníku.

Výložník (rameno) jeřábu je tvořen ocelovou trubkou kruhového průřezu, která je na spodním konci kloubově uchycena ke sloupu.

Spojení horního konce sloupu s horním koncem vzpěry zajišťuje spojovací řetěz, který je zajištěn zkracovací čelistí přivařenou ke sloupu.

Jedná se o přenosný manipulační jeřáb, jenž je zasazován do kotvení, které je buď přišroubováno na zdi, nebo na podlahu. V patce se může jeřáb otáčet a je možno nastavit vzdálenost vyložení břemene pomocí řetězu.

Pro zvedání břemen bude použito lanového navijáku AL-KO Plus 501 s ručním navíjením, pro který je na výložníku (ramenu) připravena přivařená konstrukce.

3.2 STANOVENÍ ROZMĚRŮ JEŘÁBU

Rozměrová kritéria:

- maximální vyložení břemene 1100 mm
- minimální vyložení břemene 620 mm
- minimální výška zdvihu břemene 1650 mm

Rozměrová schémata: Jsou navržena podle rozměrových kritérií.

Pro hmotnostní varianty jsou rozměry stejné, respektive se liší ve velikosti použitého profilu.

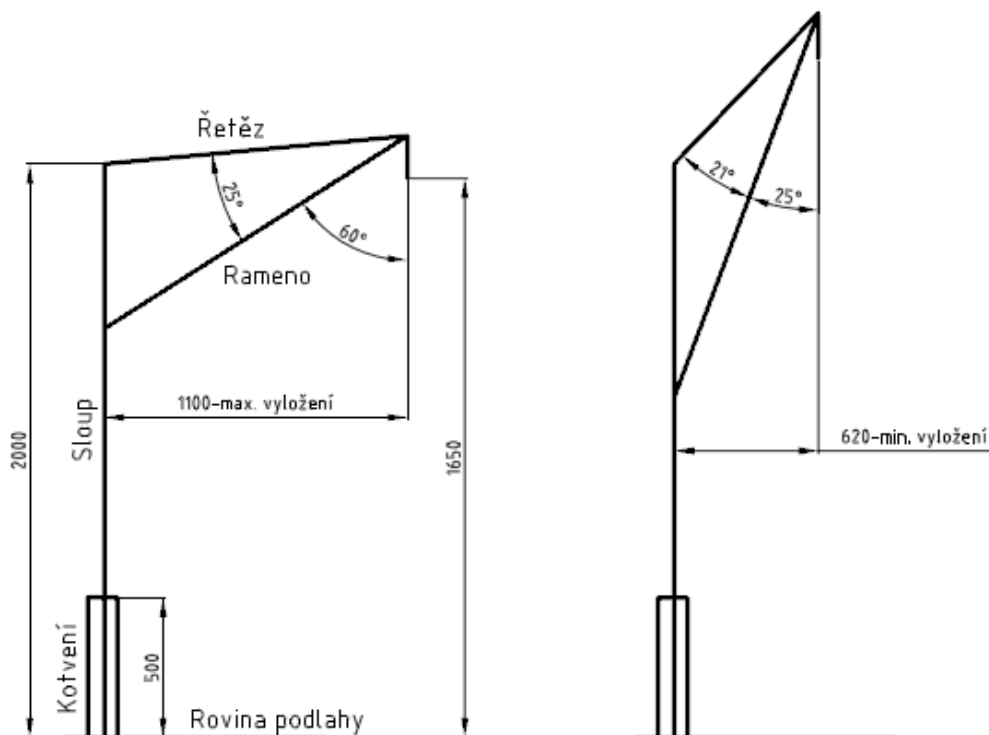
Dle již v požadavcích zmíněných délkových a šířkových parametrů byly nakonec stanoveny pomocí úhlů potřebné délkové rozměry profilů a řetězu.

Výsledné hodnoty jsou znázorněny na následujících schématech.

Z hlediska uložení se varianty dělí jen pouze dle výšky sloupu, aby bylo dosaženo potřebné výšky zdvihu.

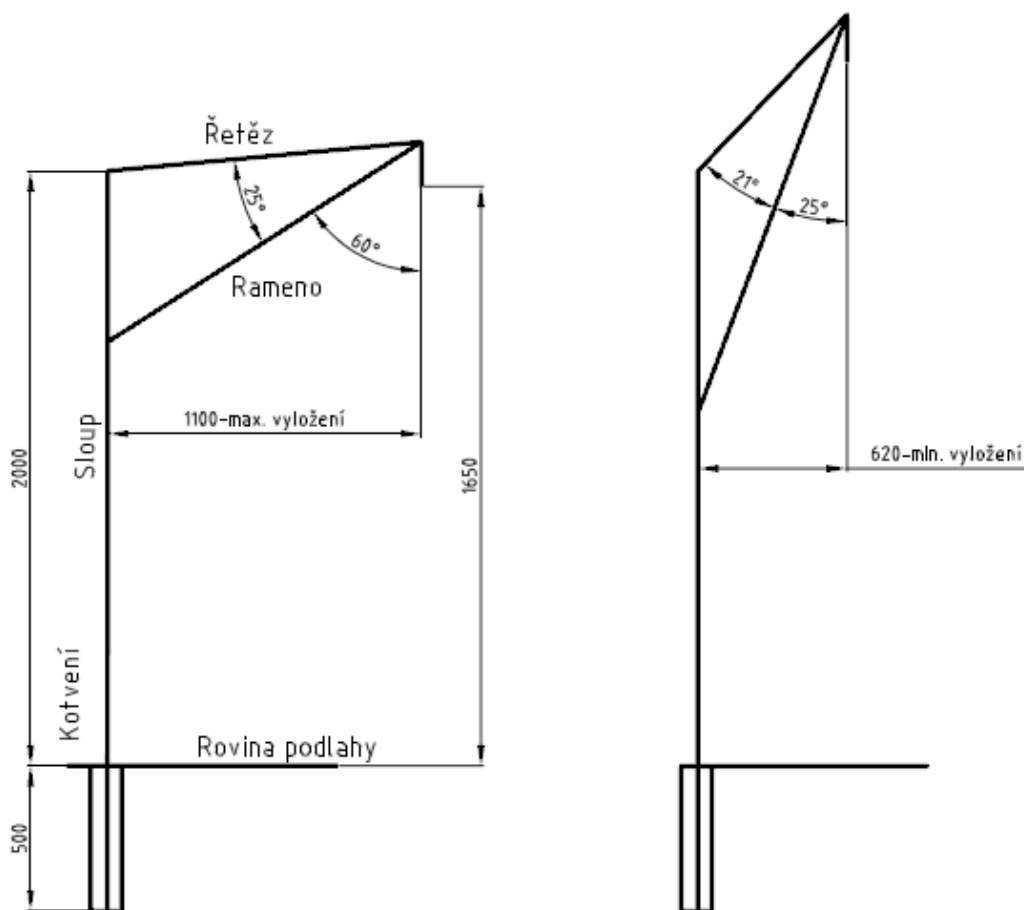
Na Obr. 3.1 je znázorněno rozměrové schéma uložení jeřábu na podlahu, na Obr. 3.2 je rozměrové schéma uložení jeřábu na stěnu.

Uložení na podlahu



Obr. 3.1: Rozměrové schéma uložení na podlahu

Uložení na stěnu



Obr. 3.2: Rozměrové schéma uložení na stěnu

3.3 POHON ZDVIHU

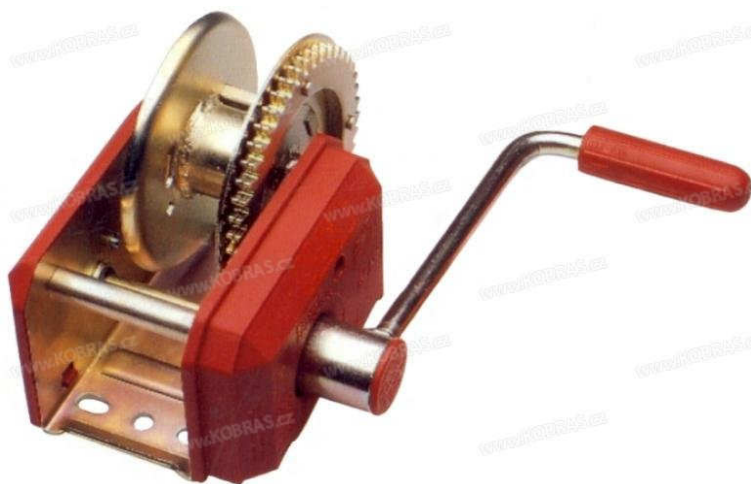
Pro zvedání břemen bude použito lanového navijáku AL-KO Plus 501 s ručním navíjením od firmy Kobras, viz. Obr. 3.3 a Obr. 3.4, na kterém jsou vidět i rozměry navijáku.

Naviják je vybaven automatickou brzdou. Během navíjení je cívka navijáku proti zpětnému otáčení jištěna automatickou západkou. V okamžiku, kdy je potřeba břemeno začít spouštět nebo jen kousek popustit dolů, stačí jednoduše začít klikou otáčet v protisměru navíjení a západka je automaticky vyřazena bez nutnosti ručního odjišťování. Při opětovné změně směru na navíjení se opět západka automaticky zařadí a

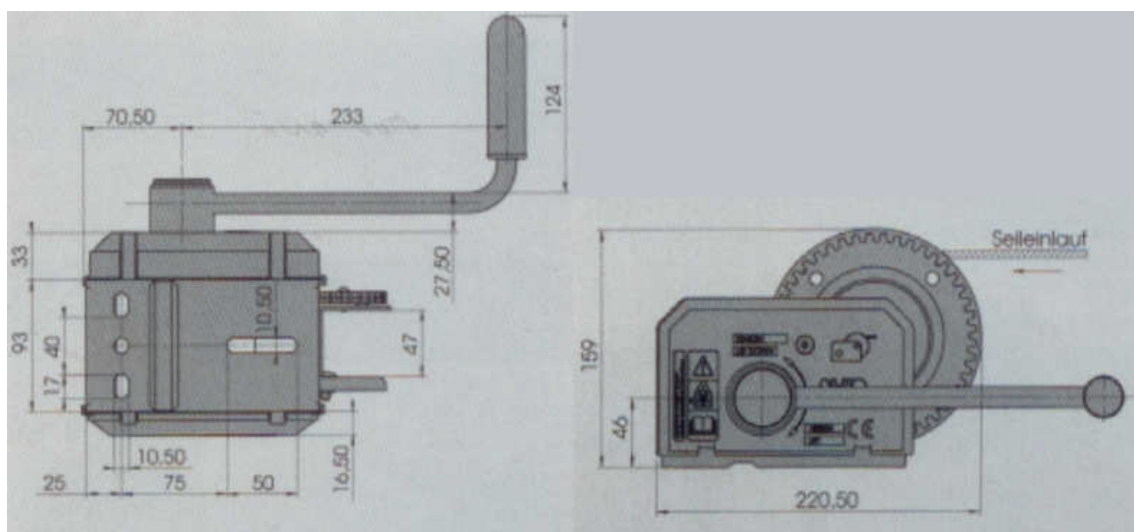
blokuje cívku proti nechtěnému odvíjení. Vytažení lana z navijáku se provádí za stálého otáčení klikou.

Technické parametry navijáku: [19]

- maximální zatížení 500kg respektive 4905N
- navíjecí síla 200N
- převod 3,75 : 1
- zdvih 45-100 mm
- vlastní hmotnost 4kg



Obr. 3.3: Naviják



Obr. 3.4: Rozměry navijáku

3.3.1 Zavedení součinitelů působících na zařízení

V tomto kroku je pro výpočet důležité stanovit základní součinitele působení dle normy ČSN 27 0103. Mezi tyto součinitele patří především součinitel pro zatížení vyvozené vlastní tíhou konstrukce jeřábu, součinitel zatížení od břemene a dynamický zdvihový součinitel.

Pro názornost bude výpočet proveden pro zatížení 250 kilogramy, uložení na stěně. Ostatní vypočtené hodnoty budou uvedeny v tabulce.

3.3.2 Zatížení vyvozené vlastní tíhou konstrukce jeřábu

Hmotnost sloupu:

$$G_1 = m_s \cdot \delta_t \cdot \gamma \quad (3.1)$$

$$G_1 = 14,6 \cdot 1,1 \cdot 1,1$$

$$G_1 = 17,66 \text{ kg}$$

$\delta_t = 1,1$ - dynamický součinitel otáčení, volím dle ČSN 27 0130

$m_s = 14,6 \text{ kg}$ - hmotnost sloupu zjištěná z programu Inventor

$\gamma = 1,1$ - součinitel spolehlivosti materiálu

Síla od hmotnosti sloupu

$$F_{G1} = G_1 \cdot g \quad (3.2)$$

$$F_{G1} = 17,66 \cdot 9,81$$

$$F_{G1} = 173,2 \text{ N}$$

Hmotnost ramene:

$$G_2 = m_r \cdot \delta_t \cdot \gamma \quad (3.3)$$

$$G_2 = 5,75 \cdot 1,1 \cdot 1,1$$

$$G_2 = 7 \text{ kg}$$

$m_r = 5,75 \text{ kg}$ - hmotnost sloupu zjištěná z programu Inventor

Síla od hmotnosti ramene:

$$F_{G2} = G_2 \cdot g \quad (3.4)$$

$$F_{G2} = 7 \cdot 9,81$$

$$F_{G2} = 68,3N$$

Hmotnost zdvihacího zařízení:

$$G_3 = m_k \cdot \delta_i \cdot \gamma \quad (3.5)$$

$$G_3 = 4 \cdot 1,1 \cdot 1,1$$

$$G_3 = 4,84kg$$

$m_k = 4kg$ - hmotnost zdvihacího zařízení z katalogu výrobce

Síla od hmotnosti zdvihacího zařízení:

$$F_{G3} = G_3 \cdot g \quad (3.5)$$

$$F_{G3} = 4,84 \cdot 9,81$$

$$F_{G3} = 47,5N$$

Celková hmotnost:

$$G = G_1 + G_2 + G_3 \quad (3.6)$$

$$G = 17,66 + 7 + 4,84$$

$$G = 29,5kg$$

Síla od vlastní tíhy:

$$F_G = G \cdot g \quad (3.7)$$

$$F_G = 29,5 \cdot 9,81$$

$$F_G = 289,4N$$

Tab. 3.1: Tabulka s vlastními tíhami

250 kg							
Uložení na stěnu				Uložení na podlahu			
G_1	G_2	G_3	F_G	G_1	G_2	G_3	F_G
[kg]	[kg]	[kg]	[N]	[kg]	[kg]	[kg]	[N]
17,66	7	4,84	289,4	15	7	4,84	263,3
100 kg							
Uložení na stěnu				Uložení na podlahu			
G_1	G_2	G_3	F_G	G_1	G_2	G_3	F_G
[kg]	[kg]	[kg]	[N]	[kg]	[kg]	[kg]	[N]
10,8	5	4,84	202,5	9,2	5	4,84	186,8

3.3.3 Zatížení vyvozené vlastním břemenem

Skutečná hmotnost břemene:

$$m_{bsk} = m_b \cdot \gamma_b \quad (3.8)$$

$$m_{bsk} = 250 \cdot 1,2$$

$$m_{bsk} = 300 \text{ kg}$$

$m_b = 250 \text{ kg}$ - hmotnost břemene

$\gamma_b = 1,2$ - součinitel zatížení od břemene, volím dle ČSN 27 0130

Síla od břemene:

$$F_{mb} = m_{bsk} \cdot g \quad (3.9)$$

$$F_{mb} = 300 \cdot 9,81$$

$$F_{mb} = 2943 \text{ N}$$

Tab. 3.2: Tabulka s tíhami břemene

Zatížení	250kg	F_{mb}	[N]	2943
	100kg			1177

3.3.4 Dynamický zdvihový součinitel

$$\delta_h = 1,15 + 0,0025 \cdot v_h \quad (3.10)$$

$$\delta_h = 1,15 - 0,0025 \cdot 0,1$$

$$\delta_h = 1,14975$$

δ_h - dynamický zdvihový součinitel, volím dle ČSN 27 0130

$v_h = 0,1m \cdot s^{-1}$ - rychlost zdvihu

Dynamická síla:

$$F'_{mb} = F_{mb} \cdot \delta_h \quad (3.11)$$

$$F'_{mb} = 2943 \cdot 1,14975$$

$$F'_{mb} = 3383,7N$$

Tab. 3.3: Tabulka s dynamickými silami

Zatížení	250kg	F'_{mb}	[N]	3383,7
	100kg			1353,2

3.3.5 Celkové zatížení

Výpočet celkového zatížení provedu prostým součtem síly působící od vlastní tíhy konstrukce jeřábu F_G a síly dynamické F'_{mb} . Tyto síly sice nemají společné těžiště, ale jejich součtem se dostanu na stranu bezpečnosti.

$$F_c = F_G + F'_{mb} \quad (3.12)$$

$$F_c = 289,4 + 3383,7$$

$$F_c = 3673,1N$$

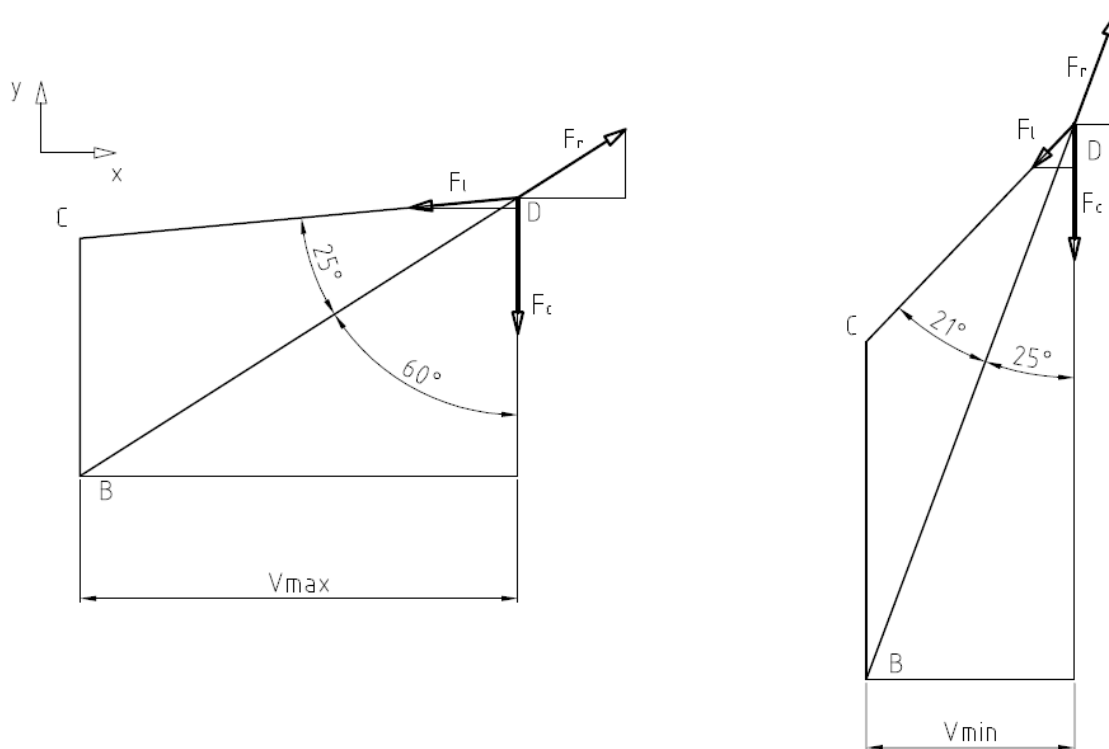
Tab. 3.4: Tabulka s celkovými silami

250 kg		100kg	
Uložení na stěnu	Uložení na podlahu	Uložení na stěnu	Uložení na podlahu
F_c			
[N]			
3673,1	3647	1555,7	1540

4. STATICKÝ VÝPOČET

4.1 VYŠETŘENÍ BODU D A ZJIŠTĚNÍ SIL V RAMENI A ŘETĚZU

Výpočet provedu pro variantu 250 kg umístění na stěnu. Nejprve si určím ze zadané tíhy síly F_r a F_l rozkládající se do ramene a lana, schéma je na Obr. 4.1.



Obr. 4.1: Síly působící v bodě D

Maximální vyložení:

$$F_{rx} = F_r \cdot \sin 60^\circ \quad (4.1)$$

$$F_{ry} = F_r \cdot \cos 60^\circ \quad (4.2)$$

$$F_{lx} = F_l \cdot \sin 85^\circ \quad (4.3)$$

$$F_{ly} = F_l \cdot \cos 85^\circ \quad (4.4)$$

Součet sil v ose x:

$$\Sigma F_x = F_{rx} - F_{lx} = 0 \quad (4.5)$$

$$\rightarrow F_r \cdot \sin 60^\circ - F_l \cdot \sin 85^\circ = 0$$

$$\rightarrow F_l = \frac{F_r \cdot \sin 60^\circ}{\sin 85^\circ} \quad (4.6)$$

Součet sil v ose y:

$$\Sigma F_y = -F_c + F_{ry} - F_{ly} = 0 \quad (4.7)$$

$$\rightarrow -F_c + F_r \cdot \cos 60^\circ - F_l \cdot \cos 85^\circ = 0$$

$$\rightarrow F_c = F_r \cdot \cos 60^\circ - \frac{F_r \cdot \sin 60^\circ}{\sin 85^\circ} \cdot \cos 85^\circ$$

$$F_c = F_r \cdot \left(\cos 60^\circ - \frac{\sin 60^\circ \cdot \cos 85^\circ}{\sin 85^\circ} \right)$$

Výpočet síly F_r :

$$\rightarrow F_r = \frac{F_c}{\cos 60^\circ - \frac{\sin 60^\circ \cdot \cos 85^\circ}{\sin 85^\circ}} \quad (4.8)$$

$$F_r = \frac{3673,1}{\cos 60^\circ - \frac{\sin 60^\circ \cdot \cos 85^\circ}{\sin 85^\circ}}$$

$$F_r = 8658,2N$$

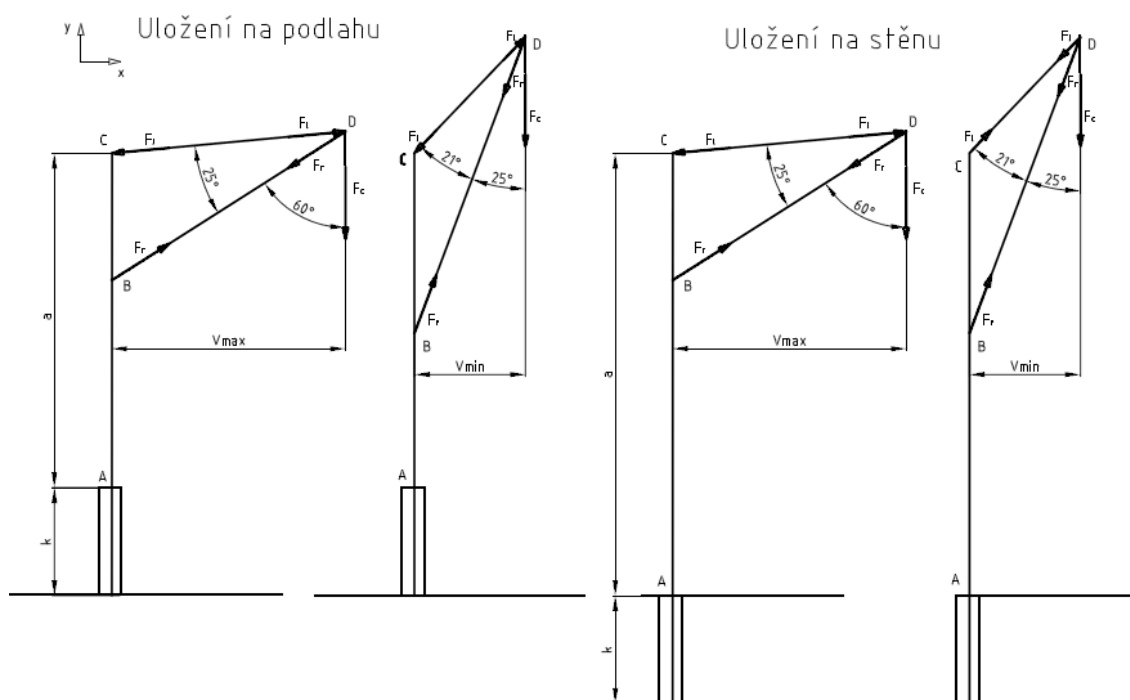
Výpočet síly F_l :

$$F_l = \frac{F_r \cdot \sin 60^\circ}{\sin 85^\circ} \quad (4.6)$$

$$F_l = \frac{8658,2 \cdot \sin 60^\circ}{\sin 85^\circ}$$

$$F_l = 7526,9N$$

Na Obr. 4.2 je vidět jak působí síly v laně a rameni, lano je taženo, rameno je tlačeno. Dále jsou vypočteny jednotlivé složky sil v osách x a y.



Obr. 4.2: Síly působící v rameni a řetězu

Dopočet jednotlivých složek sil působících v osách x a y:

$$F_{rx} = F_r \cdot \sin 60^\circ \quad (4.1)$$

$$F_{rx} = 8658,2 \cdot \sin 60^\circ$$

$$F_{rx} = 7498,2N$$

$$F_{ry} = F_r \cdot \cos 60^\circ \quad (4.2)$$

$$F_{ry} = 8658,2 \cdot \cos 60^\circ$$

$$F_{ry} = 4329,1N$$

$$F_{lx} = F_l \cdot \sin 85^\circ \quad (4.3)$$

$$F_{lx} = 7526,9 \cdot \sin 85^\circ$$

$$F_{lx} = 7498,2N$$

$$F_{ly} = F_l \cdot \cos 85^\circ \quad (4.4)$$

$$F_{ly} = 75269 \cdot \cos 85^\circ$$

$$F_{ly} = 656N$$

Minimální vyložení:

$$F_{rx} = F_r \cdot \sin 25^\circ \quad (4.9)$$

$$F_{ry} = F_r \cdot \cos 25^\circ \quad (4.10)$$

$$F_{lx} = F_l \cdot \sin 46^\circ \quad (4.11)$$

$$F_{ly} = F_l \cdot \cos 46^\circ \quad (4.12)$$

Součet sil v ose x:

$$\Sigma F_x = F_{rx} - F_{lx} = 0 \quad (4.5)$$

$$\rightarrow F_r \cdot \sin 25^\circ - F_l \cdot \sin 46^\circ = 0$$

$$\rightarrow F_l = \frac{F_r \cdot \sin 25^\circ}{\sin 46^\circ} \quad (4.13)$$

Součet sil v ose y:

$$\Sigma F_y = -F_c + F_{ry} - F_{ly} = 0 \quad (4.7)$$

$$\rightarrow -F_c + F_r \cdot \cos 25^\circ - F_l \cdot \cos 46^\circ = 0$$

$$\rightarrow F_c = F_r \cdot \cos 25^\circ - \frac{F_r \cdot \sin 25^\circ}{\sin 85^\circ} \cdot \cos 46^\circ$$

$$F_c = F_r \cdot \left(\cos 25^\circ - \frac{\sin 25^\circ \cdot \cos 46^\circ}{\sin 46^\circ} \right)$$

Výpočet síly F_r :

$$\rightarrow F_r = \frac{F_c}{\cos 25^\circ - \frac{\sin 25^\circ \cdot \cos 46^\circ}{\sin 46^\circ}} \quad (4.14)$$

$$F_r = \frac{3673,1}{\cos 25^\circ - \frac{\sin 25^\circ \cdot \cos 46^\circ}{\sin 46^\circ}}$$

$$F_r = 7372,7 N$$

Výpočet síly F_l :

$$F_l = \frac{F_r \cdot \sin 25^\circ}{\sin 46^\circ} \quad (4.13)$$

$$F_l = \frac{7372,7 \cdot \sin 25^\circ}{\sin 46^\circ}$$

$$F_l = 4331,5 N$$

Dopočet jednotlivých složek sil působících v osách x a y:

$$F_{rx} = F_r \cdot \sin 25^\circ \quad (4.9)$$

$$F_{rx} = 7372,7 \cdot \sin 25^\circ$$

$$F_{rx} = 3115,8 N$$

$$F_{ry} = F_r \cdot \cos 25^\circ \quad (4.10)$$

$$F_{ry} = 7372,7 \cdot \cos 25^\circ$$

$$F_{ry} = 6681,9 N$$

$$F_{lx} = F_l \cdot \sin 46^\circ \quad (4.11)$$

$$F_{lx} = 4331,5 \cdot \sin 46^\circ$$

$$F_{lx} = 3115,8 N$$

$$F_{ly} = F_l \cdot \cos 46^\circ \quad (4.12)$$

$$F_{ly} = 4331,5 \cdot \cos 46^\circ$$

$$F_{ly} = 3008,9 N$$

Tab. 4.1: Výsledné síly v rameni a řetězu při vyložení

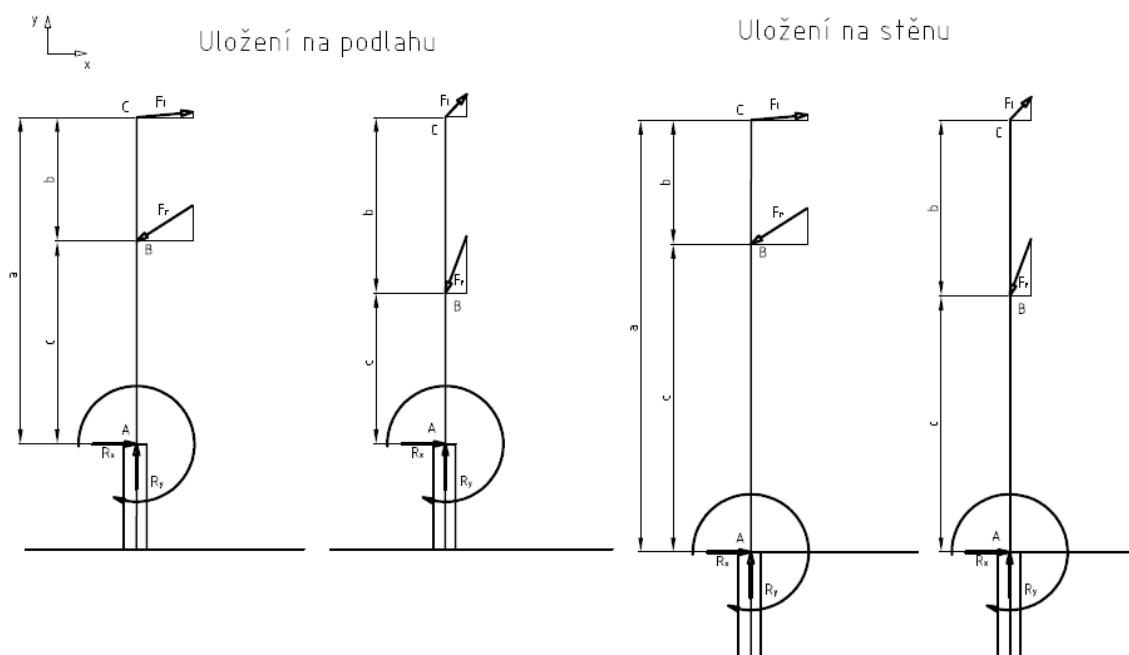
Vyložení	Zatížení 250, uložení na stěnu					
	F_l	F_{lx}	F_{ly}	F_r	F_{rx}	F_{ry}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
maximální	7526,9	7498,2	656	8658,2	7498,2	4329,1
minimální	4331,5	3115,8	3008,9	7372,7	3115,8	6681,9
	Zatížení 250, uložení na podlahu					
	F_l	F_{lx}	F_{ly}	F_r	F_{rx}	F_{ry}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
maximální	7473,4	7445	651,3	8596,7	7445	4298,4
minimální	4299	3092,5	2986,3	7317,4	3092,5	6631,8
	Zatížení 100, uložení na stěnu					
	F_l	F_{lx}	F_{ly}	F_r	F_{rx}	F_{ry}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
maximální	3188	3175,8	277,8	3667,1	3175,8	1833,6
minimální	1834,6	1319,5	1274,4	3122,6	1319,7	2830
	Zatížení 100, uložení na podlahu					
	F_l	F_{lx}	F_{ly}	F_r	F_{rx}	F_{ry}
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
maximální	3155,8	3143,8	275	3630	3143,8	1815
minimální	1816	1306,3	1261,5	3091,1	1306,3	2801,5

4.2 ZJIŠTĚNÍ REAKCÍ A MOMENTU NA SLOUPU

Na sloup působí reakce od síly v rameni a od síly v řetězu a tyto vyvolávají reakce v bodě A, dále pak ohybový moment, který je v bodě A největší, schéma je na Obr. 4.3.

Tab. 4.2: Rozměry sloupu jednotlivých variant

Uložení na stěnu					
Maximální vyložení			Minimální vyložení		
a	b	c	a	b	c
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
2000	530	1470	2000	740	1260
Uložení na podložku					
1500	530	970	1500	740	760



Obr. 4.3: Síly a moment působící na sloup

Součet sil v ose x:

$$\Sigma F_x = F_{lx} - F_{rx} + R_{ax}$$

$$F_{lx} = F_{rx}$$

$$\rightarrow R_{ax} = 0 \quad (4.15)$$

Součet sil v ose y:

$$\Sigma F_y = F_{ly} - F_{ry} + R_{ay}$$

$$\rightarrow R_{ay} = F_{ry} - F_{ly} \quad (4.16)$$

$$R_{ay} = 4329,1 - 656$$

$$R_{ay} = 3673,1N$$

Výpočet ohybového momentu při maximálním vyložení:

$$M_A = F_{lx} \cdot a - F_{rx} \cdot c \quad (4.17)$$

$$M_A = 7498,2 \cdot 2 - 7498,2 \cdot 1,47$$

$$M_A = 3974N \cdot m$$

Kontrola:

$$M_A = F_c \cdot v_{\max} \quad (4.18)$$

$$M_A = 3673,1 \cdot 1,1$$

$$M_A = 4040,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Minimální vyložení:

$$M_A = F_{lx} \cdot a - F_{rx} \cdot c \quad (4.17)$$

$$M_A = 3115,8 \cdot 2 - 3115,8 \cdot 1,26$$

$$M_A = 2305,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kontrola:

$$M_A = F_c \cdot v_{\min} \quad (4.19)$$

$$M_A = 3673,1 \cdot 0,62$$

$$M_A = 2277,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tab. 4.3: Výsledné síly a moment na sloupu

Uložení na stěnu, 250 kg					
Maximální vyložení			Minimální vyložení		
R_{ax}	R_{ay}	M_A	R_{ax}	R_{ay}	M_A
[N]	[N]	[Nm]	[N]	[N]	[Nm]
0	3673,1	4040,4	0	3673	2305,7
Uložení na podlahu, 250 kg					
0	3647,1	4011,8	0	3645,5	2288,4
Uložení na stěnu, 100 kg					
0	1555,8	1711,4	0	1555,6	976,4
Uložení na podlahu, 100 kg					
0	1540	1694	0	1540	966,6

Vypočtené hodnoty mezi uloženími se liší jen minimálně, pro další výpočet budu používat vyšší hodnotu a to hodnotu pro uložení na stěnu.

5. TECHNOLOGIE SVAŘOVÁNÍ

5.1 VOLBA A VLASTNOSTI MATERIÁLU

Dle zadání je voleným materiálem hliníková slitina. Volba je taková především kvůli dosažení nízké hmotnosti, jelikož hliník má přibližně 3 krát menší měrnou hmotnost než ocel. Použité slitiny jsou od dodavatele, firmy PROAL.

Základní vlastnosti:

- hustota $\rho_{Al} = 2710 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Poissonova konstanta $\mu = 0,33$
- Youngův modul $E_{Al} = 69000 \text{ MPa}$
- Tepelná vodivost $Q_{Al} = 247 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Materiál profilů a jeho vlastnosti: ČSN 424401.64

Konstrukční materiál s dobrou tvárností, lešitelností a odolností proti korozi, dobrou schopností elektrolytické oxidace, vhodný ke svařování. Tvářitelnost za teplot 450 - 500°C velmi dobrá. Korozní odolnost je velmi dobrá, neprojevuje se sklon ke koroznímu praskání pod napětím. Použití: součásti se střední pevností dlouhodobě pracující při teplotách 50 až -70°C, u nichž se požaduje dobrá technologičnost, korozní odolnost a dekorativní vzhled.

Stav T6: zpracováno rozpouštěcím žíháním a uměle zestárnu

Materiál plechů: ČSN 424413.01

Materiál středně pevný, nevytvrzovatelný, velmi dobře odolný ke korozi, mořské vodě a tropickým podmínkám. Velmi dobrá chemická odolnost, velmi dobrá lešitelnost, dobrá svařitelnost všemi způsoby. Svařené spoje jsou korozně odolné a téměř jako základní materiál. Použití na středně namáhané konstrukce, svařované součásti a konstrukce, které mají odolávat korozi a mořské vodě (např. potrubí, nádoby na tekutiny). Snáší teploty v rozmezí od -196 + 150°C.

Stav: O/H111: úprava žíháním na měkko, pouze tvrzeno

Tab. 5.1: Přehled vybraných materiálů

Materiál	EN	ČSN	R_e	R_m	Tvrdost
[–]	[–]	[–]	[Mpa]	[Mpa]	HB
AlMgSi0,5	6060	424401.64	165	205	60
AlMg3	5774	424413.11	145	180	43

5.2 SVAŘITELNOST MATERIÁLU

Svařitelnost:

- EN AW-5754: Jakost EN AW-5754 je dobře svařitelná všemi běžnými postupy svařování hliníku (především v postupech svařování plynovým obloukem MIG a TIG).
- EN AW-6060: Jakost AlMgSi je dobře svařitelná všemi běžnými postupy svařování hliníku (především v postupech svařování plynovým obloukem MIG a TIG). U svařování je nutno počítat v přechodovém pásmu se snížením pevnosti. Vhodným tepelným zpracováním je možno docílit původní pevnosti v přechodovém pásmu. Díky náchylnosti k prasklinám způsobených horkem se u těchto typů slitin musí svářet vhodným přídavným materiálem.

V porovnání s ocelí se při svařování hliníku můžeme setkat s určitými problémy, které vyplývají z některých specifických vlastností hliníku a jeho slitin.

Těmito problémy např. jsou:

- Hliníkový oxidační povlak: U procesů svařování plynovým obloukem /MIG a TIG/ dojde k odstranění nebo protržení oxidové vrstvy vlivem zredukovaného účinku oblouku.
- Tepelná vodivost: Tepelná vodivost je fyzikální vlastností a současně mírou rychlosti, kterou materiál přenáší teplo. Tepelná vodivost hliníku je přibližně 4 x vyšší než tepelná vodivost nelegované oceli, což znamená, že při svaření nelegované oceli musí být přivedeno mnohem více tepla.

- Příprava svařovacích spojů: Důležité je odstranit eventuální otřepy. Boky spojů a bezprostřední okolí musí být čisté, odmaštěné a suché. Jelikož je přírodní oxidová vrstva na povrchu hliníku poměrně hygroskopická, doporučuje se tuto vrstvu těsně před svařením odstranit, například nerezovými ocelovými kartáči. Oxidový povlak, který vznikne přímo po vyčištění, ještě neobsahuje žádnou vodu, čímž zmizí jedna velmi častá příčina porézности. Tato oxidová vrstva je zároveň (ještě) tenká a tedy lehce odstranitelná redukčním působením svářecího oblouku.

5.3 VÝBĚR PŘÍDAVNÉHO MATERIÁLU

Při výběru je nutno mimo jiné počítat s následujícími aspekty:

Zejména vytvrzené slitiny jsou citlivé na pukliny způsobené horkem v přechodové zóně. Z těchto důvodů se doporučuje často používané slitiny na základě AlMgSi svářet slitinou AlSi5 jako přídatným materiálem. Pro optimální pevnost jsou tyto slitiny svařovány především slitinou AlMg.

Ve standardních případech je svar na materiálu po anodické oxidaci viditelný, protože dochází ke změně barvy. Tato odlišná barva je způsobena změnami struktury, které se mohou objevit v přechodovém pásmu, a druhem materiálu, který má v porovnání se základním kovem odlišné složení. Správným výběrem přídatného materiálu je možno tyto odlišnosti omezit na minimum.

Volím přídatný materiál SG-AlSi5, který je vhodný pro oba typy použitých slitin.

5.4 VÝBĚR METODY SVAŘOVÁNÍ

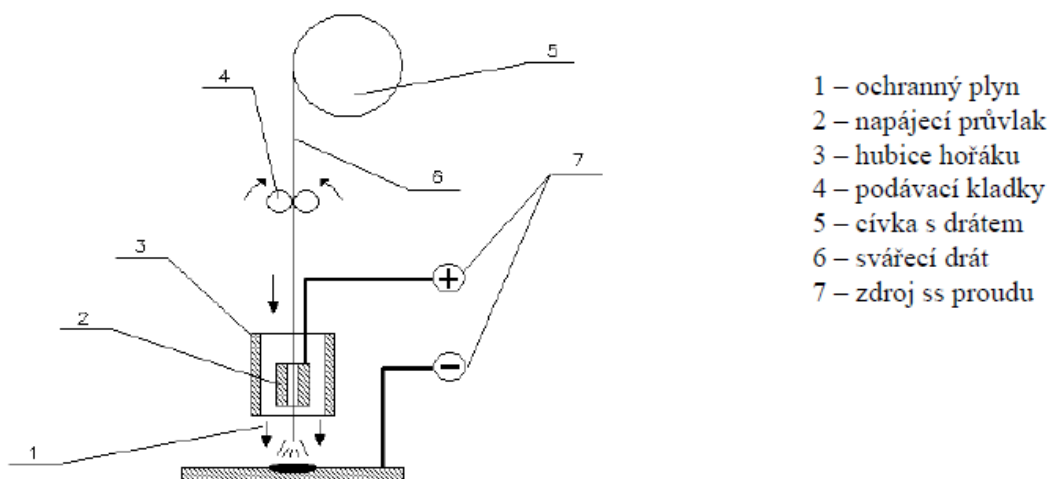
Metoda svařování může být dvojitá, jde o svařování plynovým obloukem MIG nebo TIG.

TIG svařování je vhodné zejména na svařování menších tloušťek stěn (asi 1 až 6 mm). Svary jsou velice úhledné a téměř nevyžadují opracování. Zvláštní péči je třeba věnovat elektrodám, které jsou křehké a snadno se lámou. Naproti tomu rychlost svařování je oproti MIG svařování nižší a velikost tepelně ovlivněné zóny je větší.

5.4.1 Metoda MIG

Zkratka MIG (Metall Inert Gass) označuje metodu svařování odtavující se elektrodou v atmosféře inertního plynu.

Elektrodou, je zde holý drát navinutý na cívce, který je kladkovým podavačem, konstantní rychlosti přes napájecí průvlek umístěný uvnitř ochranné hubice na konci hořáku, podáván do svarové lázně. Drát je současně přídatným materiálem. Napájecí průvlek je připojen na kladný pól zdroje stejnosměrného svářecího proudu. Katodu stejně jako u svaření obalenou elektrodou tvoří základní materiál. Hubici hořáku je k místu svaru přiváděn ochranný plyn. Viz. Obr. 5.1.

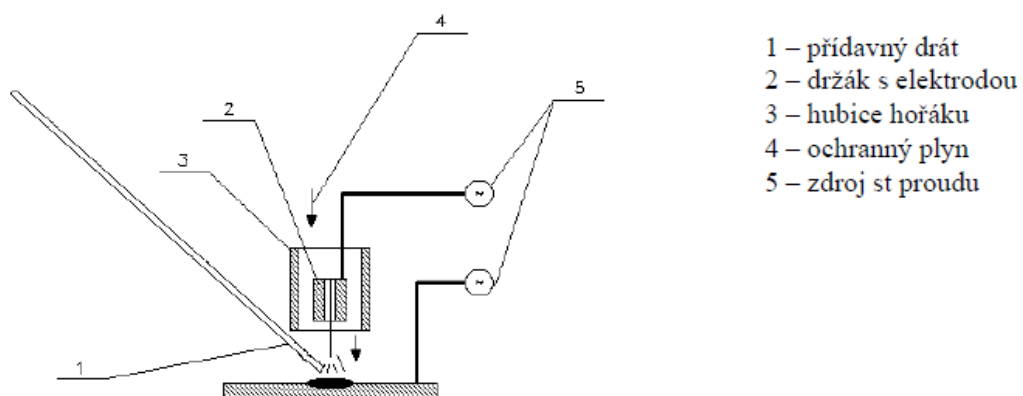


Obr. 5.1: Schéma svařovací metody MIG

5.4.2 Metoda TIG

Metoda TIG (Tungsten Inert Gass) někdy také označována jako WIG (Wolfram Inert Gass). Opět se jedná o svařování elektrickým obloukem v ochranné atmosféře inertního plynu. Nejčastěji argonu, helia resp. jejich směsi. Oblouk hoří mezi základním materiálem a netavící se elektrodou. Netavící se elektrody jsou zhotoveny z wolframu, aby odolávaly vysokému tepelnému zatížení. Svařuje se, obdobně jako plamenem, bez přídatného materiálu nebo s přídatným materiálem, který je přidáván do tavné lázně.

Hliník a jeho slitiny se metodou TIG svařují střídavým proudem, kdy v jedné půlperiodě dochází k čištění materiálu a ve druhé je tepelný nápor na elektrodu snížen a využit k tvorbě tavné lázně. Viz. Obr. 5.2.



Obr. 5.2: Schéma svařovací metody TIG

6. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

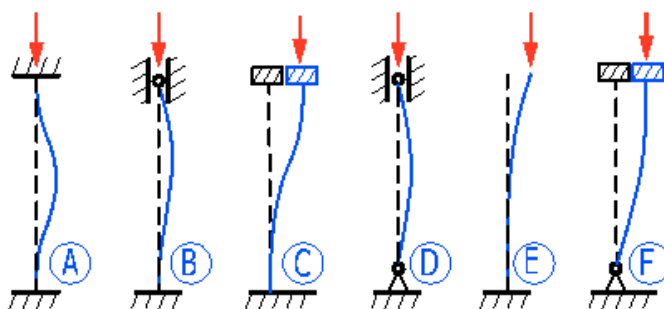
6.1 VÝPOČET RAMENE NA VZPĚR

Popis ramene: Rameno je tvořeno ocelovou trubkou z hliníkové slitiny, na jejímž spodní části je přivařena konzola, ke které je přišroubováno zvedací zařízení. Na této konzole jsou potom dále navařeny dvě desky, které zajišťují kloubové spojení mezi ramenem a sloupem pomocí čepu. Vrchní strana trubky je zavařena deskou z hliníkové slitiny s dírou se závitem a na horní části je nasunuta ocelová objímka s kladkou a převěšovacím hákem, která je pojištěna proti vysunutí šroubem. (Obr. 6.1)



Obr. 6.1: Navržené rameno

Volba koeficientu μ_v : Volba koeficientu se provádí dle Obr. 6.2 a dále je hodnota tohoto koeficientu odečtena z Tab. 6.1. Řešený případ odpovídá variantě D.



Obr. 6.2: Schémata jednotlivých druhů zatížení

Tab. 6.1: Přehled koeficientů na výpočet vzpěru

Označení	Uložení prutu	Koeficient
A	Vetknutí - Vetknutí	0.50
B	Vetknutí - Podpora	0.70
C	Vetknutí - Kolmé vedení	1.00
D	Podpora - Podpora	1.00
E	Vetknutí - Volný konec	2.00
F	Podpora - Kolmé vedení	2.00

Pro řešený případ D je koeficient $\mu_v = 1$

Dále je pro výpočet třeba znát délku ramene, která je u všech variant stejná $L_r = 1100mm$

Uveden výpočet pro zatížení 250kg, uložení na stěnu, maximální vyložení, ostatní hodnoty uvedeny v tabulce č. 11. Rozdíly mezi uloženími jsou minimální, proto výpočet provedu pro o minimální hodnotu vyšší uložení na stěnu.

Průměr trubky se liší dle zatížení a jejich přehled je uveden v tabulce č. 10.

Tab. 6.2: Přehled použitých profilů a λ

Zatížení 250 kg			Zatížení 100kg		
D_r	d_r	λ	D_r	d_r	λ
[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[-]
50	40	440	40	30	440

Výpočet štíhlosti:

$$\lambda = \frac{4 \cdot \mu_v \cdot L_r}{D_r - d_r} \quad (6.1)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 1 \cdot 1100}{50 - 40}$$

$$\lambda = 440$$

$$\lambda \geq 90 \rightarrow \text{výpočet dle Eulera} \quad (6.2)$$

Jedná se o tzv. pružný vzpěr, což znamená, že deformace probíhá dle Eulerovy hyperboly.

Výpočet kritické síly:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E_{Al} \cdot J}{(\mu_v \cdot L_r)^2} \quad (6.3)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 6,9 \cdot 10^4 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot (50^4 - 40^4)}{(1 \cdot 1100)^2}$$

$$F_{kr} = 101943,5 N$$

Bezpečnost:

$$k_e = \frac{F_{kr}}{F_r} \quad (6.4)$$

$$k_e = \frac{101943,5}{8658,2}$$

$$k_e = 11,77 \geq 6 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Tab. 6.3: Výsledné bezpečnosti

Zatížení 250 kg					
Maximální vyložení			Minimální vyložení		
F_{kr}	F_r	k_e	F_{kr}	F_r	k_e
[N]	[N]	[-]	[N]	[N]	[-]
101943,5	8658,2	11,77	101943,5	7372,7	13,82
Zatížení 100 kg					
48347,2	3667,1	13,18	48347,2	3122,6	15,48

Výsledné bezpečnosti jsou ve všech variantách větší než povolená bezpečnost $k_e \geq 6$, tudíž všechny počítané varianty jsou vyhovující.

6.2 KONTROLA SLOUPU

Popis sloupu: Sloup je tvořen trubkou z hliníkové slitiny. Teoretická výška sloupu je 2 metry nad horním okrajem stěny. Na sloupu jsou přivařeny desky zajišťující spojení sloupu a ramene pomocí čepu. Na zadní straně sloupu je přivařena deska pro zkracovací čelist sloužící pro uchycení řetězu. Vrchní část sloupu je tvořena přivařeným přidržovačem řetězu. Na sloupu musí taktéž být viditelně označena nosnost jeřábu. Dalšími přivařenými částmi je věnec zajišťující přenos a otáčení, dále pak kryt nad kotvením, aby nedocházelo k nadměrnému znečištění. Součástí sloupu je též ložisko, druhé ložisko je uloženo v kotvení. Na spodní straně je přivařena deska s otvory se závity, k níž je přišroubována ocelová část potřebná k otáčení sloupu. (Obr. 6.3)



Obr. 6.3: Navržený sloup

Sloup je namáhán tlak a na ohyb. Namáhání tlakem si můžeme dovolit opomenout, jelikož je zanedbatelné. Sloup bude tedy kontrolován na ohyb.

Výpočet opět provedu pro variantu zatížení 250kg. Rozdíl ohybových momentů mezi uloženími je minimální, proto opět budu počítat jen s vyšší hodnotou uložení na stěnu. Zahrnu pouze výpočet pro maximální vyložení, pro který je ve všech případech větší ohybový moment, jelikož tíha závaží působí na větším ramenu. Další hodnoty budou vyobrazeny v Tab. 6.4.

Dovolené napětí v ohybu je $\sigma_{o,D} = 120 \text{ Mpa}$ vypočteno z meze kluzu dle [16] $R_e = 165 \text{ Mpa}$ a koeficientu bezpečnosti k mezi kluzu.

Výpočet ohybového napětí působícího na sloup:

$$\sigma_o = \frac{M_A}{W_o} \leq \sigma_D \quad (6.5)$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D_s^4 - d_s^4}{D_s} \right) \quad (6.6)$$

$$\sigma_o = \frac{M_A}{\frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D_s^4 - d_s^4}{D_s} \right)}$$

$$\sigma_o = \frac{4040,4 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{110^4 - 100^4}{110} \right)}$$

$$\sigma_o = 95,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{o,D} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Tab. 6.4: Přehled napětí v ohybu

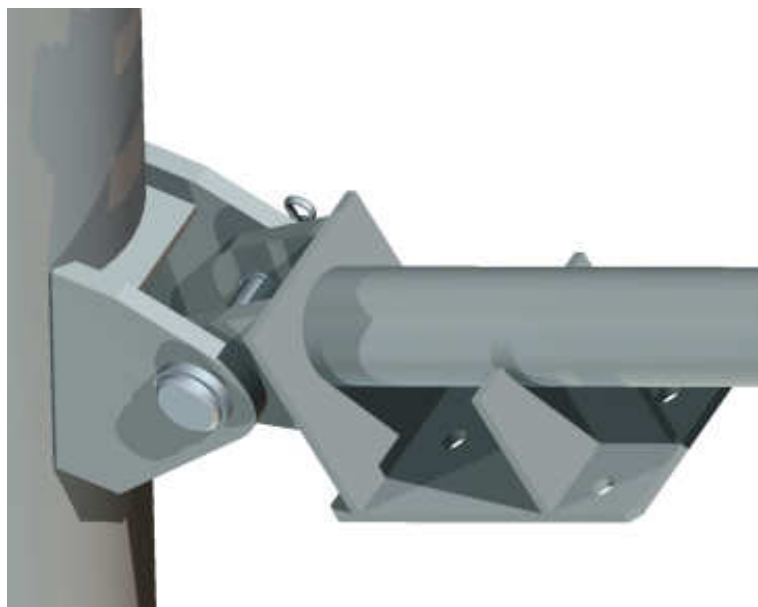
Zatížení 250 kg			
D_s	d_s	M_A	σ_o
[mm]	[mm]	[Nm]	[MPa]
110	100	4040,4	95,8
Zatížení 100 kg			
80	70	1711,4	80,8

Vypočtené hodnoty napětí v ohybu jsou nižší než dovolený ohybový moment $\sigma_o \leq \sigma_{o,D}$, z čehož vyplývá, že navržené sloupy jsou odolné vůči namáhání ohybem.

6.3 POSOUZENÍ ČEPOVÝCH PŘIPOJENÍ

6.3.1 Čepové připojení ramene ke sloupu

Popis: Na rameni i na sloupu jsou navařeny pomocí koutových svarů konzoly (které mají tloušťku 10 mm) pro připojení čepu, který má průměr 20 mm. Díky tomuto je pak zajištěno naklápění ramene. Čep je zajištěn závlačkou. Mezi přivařenými deskami a čepem jsou ocelové vložky. (Obr. 6.4)



Obr. 6.4: Čepové připojení ramene a sloupu

Čep je namáhám na ohyb, střih a tlak. Schéma, dle kterého je proveden výpočet vyobrazeno na Obr. 6.5.

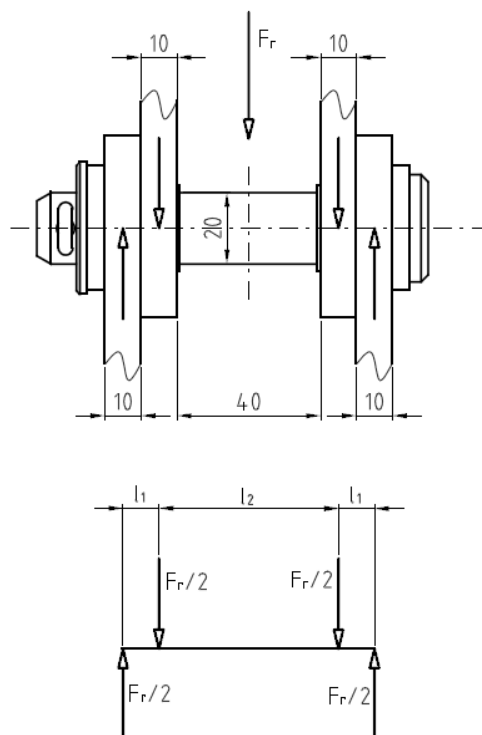
Výpočet provedu pro obě hmotnostní varianty při maximálním vyložení a uložení na stěnu, kdy je síla F_r největší.

Hodnoty dovoleného napětí na ohyb, na střih a na otláčení z literatury [12].

Materiál čepu je 11600: $\sigma_{o,D} = 120MPa$

$$\tau_D = 80MPa$$

$$p_D = 50MPa$$



Obr. 6.5: Zatížení čepu vzpěra-sloup

Kontrola čepu na ohyb:

$$M_{o,\max} = \frac{F_r}{2} \cdot l_1 \quad (6.7)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{v-s}^3}{32} \quad (6.8)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o,\max}}{W_o} = \frac{16 \cdot F_r \cdot l_1}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_D \quad (6.9)$$

$$\sigma_o = \frac{16 \cdot 8658,2 \cdot 10}{\pi \cdot 20^3}$$

$$\sigma_o = 55,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{o,D} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola čepu na střih:

$$\tau_s = \frac{F_r}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{v-s}^2}{4}} = \frac{2F_r}{\pi \cdot d_{v-s}^2} \leq \tau_D \quad (6.10)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 8658,2}{\pi \cdot 20^2}$$

$$\tau_s = 13,78 \text{ MPa}$$

$$\tau_s \leq \tau_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola tlaku ve stykové ploše:

Kontrolu provedu na nejmenší ploše, na kterou síla působí.

$$p_1 = \frac{F_r}{2 \cdot d_{v-s} \cdot l_r} \leq p_D \quad (6.11)$$

$$p_1 = \frac{8658,2}{2 \cdot 20 \cdot 10}$$

$$p_1 = 21,64 \text{ MPa}$$

$$p_1 \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Tab. 6.5: Přehled namáhání čepu vzpěra-sloup

Zatížení 250 kg				Zatížení 100 kg			
F_r	σ_o	τ_s	p_1	F_r	σ_o	τ_s	p_1
[N]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[N]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
8658,2	55,1	13,78	21,64	3667,1	23,4	5,84	9,17

Vypočtené hodnoty ohybového napětí, napětí ve střihu a otláčení stykové plochy jsou nižší než hodnoty dovolené, tudíž navržený čep je vyhovující.

6.3.2 Čepové připojení kladky

Popis: Na horní straně je na rameni nasunuta ocelová objímka, která je pojištěna šroubem proti vysunutí. Na této objímce jsou navařeny ocelové desky o tloušťce 10 mm, kterými prochází navržený čep, na němž se otáčí kladka. Na čepu je také nasunut převěšovací hák, který je zde navržen pro odkládání břemen. Díky němu je poté možno manipulovat se dvěma břemeny najednou. (Obr. 6.6)

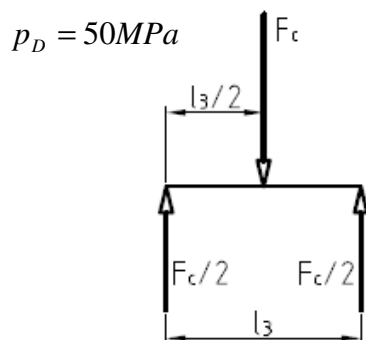


Obr. 6.6: Čepové připojení kladky

Čep je namáhám na ohyb, stříh a na otláčení. Schéma, podle něhož je výpočet proveden na Obr. 6.7. Ve výpočtu budu uvažovat pouze nejvyšší hodnoty zatěžující síly v obou hmotnostních variantách.

Hodnoty dovoleného napětí na ohyb a na otláčení jsou z literatury [12].

Materiál čepu je 11600: $\sigma_{o,D} = 120MPa$



Obr. 6.7: Zatížení čepu kladky

Kontrola čepu na ohyb:

$$M_{o,max} = \frac{F_c}{2} \cdot \frac{l_3}{2} \quad (6.12)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_k^3}{32} \quad (6.13)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o,max,2}}{W_o} = \frac{8F_c \cdot l_3}{\pi \cdot d_k^3} \leq \sigma_D \quad (6.14)$$

$$\sigma_o = \frac{8 \cdot 3673,1 \cdot 40}{\pi \cdot 20^3}$$

$$\sigma_o = 46,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{o,D} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola tlaku ve stykové ploše:

Délka náboje kladky musí vyhovovat měrnému střednímu tlaku na ukládací ploše.

$$p_1 = \frac{F_c}{d_k \cdot b_3} \leq p_D \quad (6.15)$$

$$p_1 = \frac{3673,1}{20 \cdot 26}$$

$$p_1 = 7 \text{ MPa}$$

$$p_1 \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Délka uložení čepu osy musí vyhovovat kontrole měrného tlaku.

$$p_2 = \frac{F_c}{2 \cdot d_k \cdot l_{ko}} \leq p_D \quad (6.16)$$

$$p_2 = \frac{3673,1}{2 \cdot 20 \cdot 10}$$

$$p_2 = 9,18 \text{ MPa}$$

$$p_2 \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Tab. 6.6: Přehled namáhání čepu kladky

Zatížení 250 kg				Zatížení 100 kg			
F_c	σ_o	p_1	p_2	F_c	σ_o	p_1	p_2
[N]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[N]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
3673,1	46,8	7	9,18	1555,7	19,8	3	3,9

Vypočtené hodnoty ohybového napětí a otlacení stykových ploch jsou nižší než hodnoty dovolené, tudíž navržený čep je vyhovující.

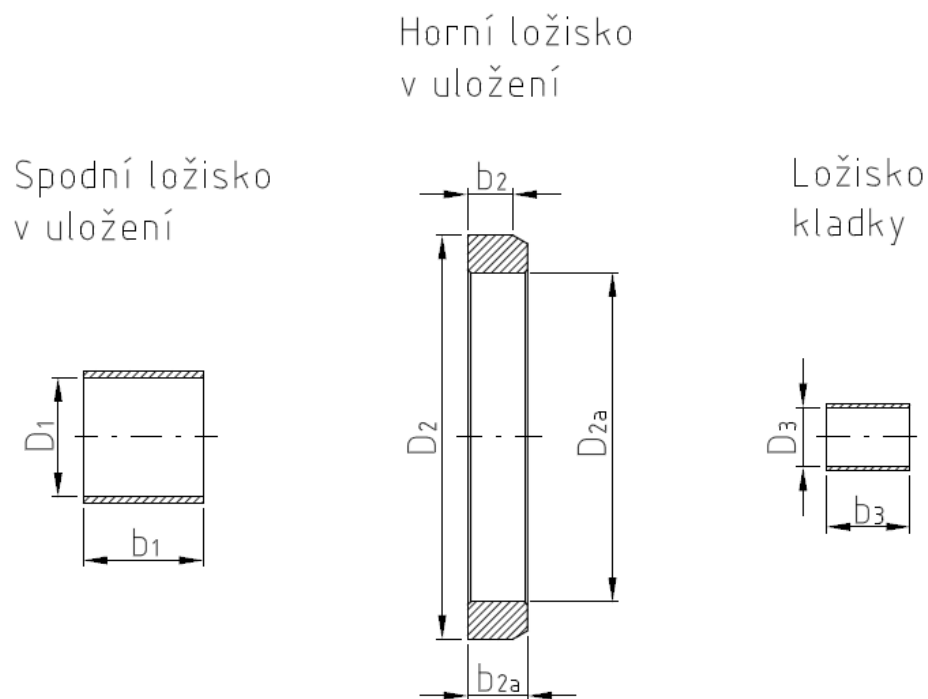
6.4 KONTROLA KLUZNÝCH LOŽISEK

Ložiska jsou na celém jeřábu tři. Dvě zajišťují otočný pohyb jeřábu v kotvení a jedno zajišťuje rotační pohyb kladky na čepu. Všechna tři ložiska jsou znázorněná na Obr. 6.8 a rozdílné hodnoty rozměrů ložisek pro jednotlivé hmotnostní varianty jsou uvedeny v Tab. 6.7.

Ložiska budou kontrolována na dovolený tlak.

Materiál všech použitých ložisek je teflon.

Dovolенý tlak teflonu: $p_D = 10 \text{ Mpa}$ [22]

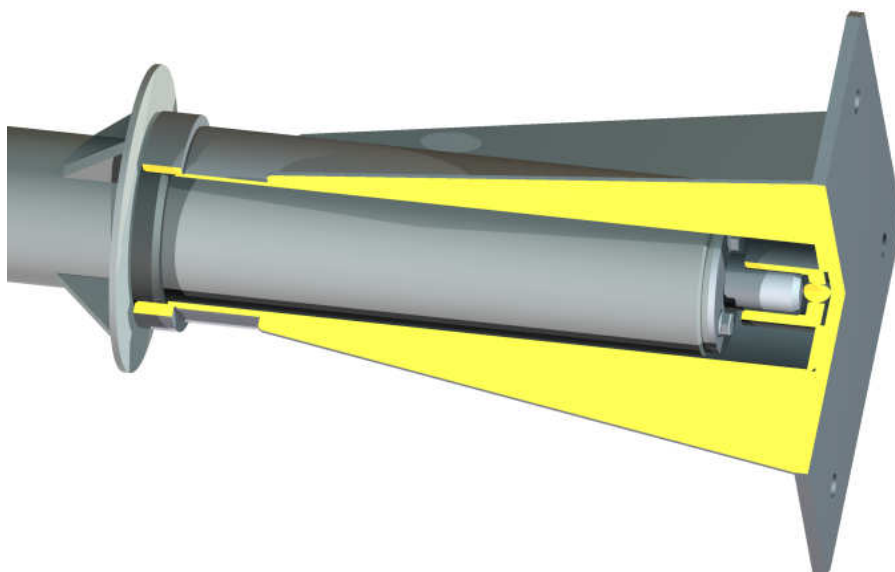


Obr. 6.8: Schematické zobrazení použitých ložisek

Tab. 6.7: Přehled potřebných hodnot pro výpočet ložisek

Zatížení	b_1	D_1	b_2	D_2	b_3	D_3	F_c	M_A
[N]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[Nm]
100	40	30	15	110	26	20	3673,1	4040,4
250	40	40	15	135	26	20	1555,7	1711,4

Nejprve si spočítám sílu, která mi na ložiska působí a to tak, že podělím moment společným ramenem těžišť ložisek, které je rovno 442 mm. Tato vzdálenost je patrná z Obr 6.9. Horní ložisko je pod krytem a spodní ložisko je zobrazeno v řezu. Na tomto obrázku je rovněž vidět konstrukce kotvení na podlahu.



Obr. 6.9: Ložiska v uložení na podlahu

$$F_{ul} = \frac{M_A}{v} \quad (6.17)$$

$$F_{ul} = \frac{4040,4}{0,442}$$

$$F_{ul} = 9141,2N$$

Největší tlak působící na spodní ložisko při zatížení 250kg.

$$p_{sl} = \frac{F_{ul}}{b_1 \cdot D_1} \leq p_D \quad (6.18)$$

$$p_{sl} = \frac{9141,2}{40 \cdot 40}$$

$$p_{sl} = 5,71MPa$$

$$p_{sl} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Největší tlak působící na horní ložisko při zatížení 250kg.

$$p_{hl} = \frac{F_{ul}}{b_2 \cdot D_2} \leq p_D \quad (6.19)$$

$$p_{hl} = \frac{9141,2}{15 \cdot 135}$$

$$p_{hl} = 4,5 MPa$$

$$p_{hl} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Největší tlak působící na ložisko kladky při zatížení 250 kg.

$$p_{kl} = \frac{F_c}{b_3 \cdot D_3} \leq p_D \quad (6.20)$$

$$p_{kl} = \frac{3673,1}{26 \cdot 20}$$

$$p_{kl} = 7 MPa$$

$$p_{kl} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Tab. 6.8: Přehled vypočtených tlaků v ložiscích

Zatížení 250 kg				Zatížení 250 kg;			
F_{ul}	p_{sl}	p_{hl}	p_{kl}	F_{ul}	p_{sl}	p_{hl}	p_{kl}
[N]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[N]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
9141,2	5,71	4,5	7	3872	3,22	2,35	3

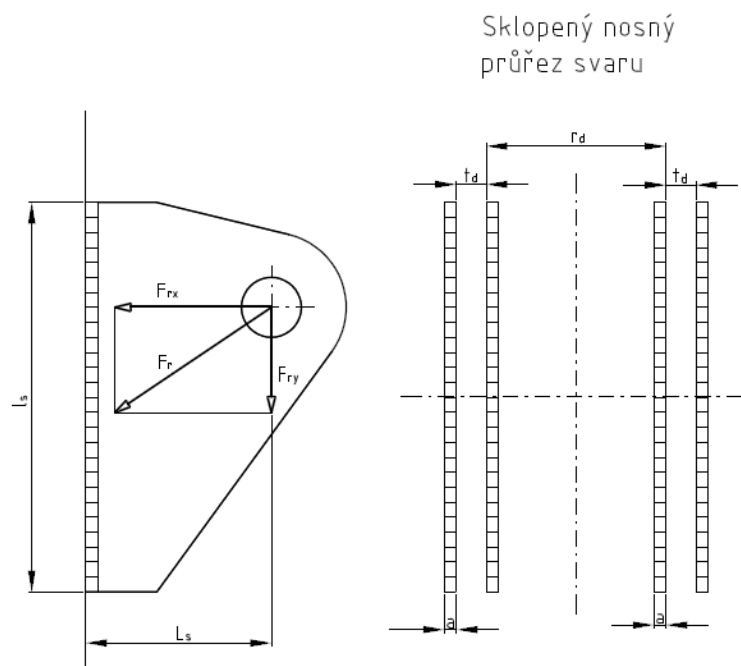
Tlaky působící na ložiska jsou ve všech případech menší než dovolený tlak.

6.5 SVAROVÉ SPOJE

6.5.1 Konzola přivařená na sloup

Na tuto část působí reakce od ramene a ta namáhá svar. Po rozkladu síly je zjevné, že svar namáhá pouze složka ve směru y, složka ve směru x je zachycena přímo

konzolou, což je patrné z Obr. 6.10. Zvolená tloušťka svaru je $a=2\text{mm}$. Názorný výpočet je proveden pro variantu zatížení 250 kg, při maximálním vyložení, uložení na stěnu. Materiál přivařených konzol je hliníková slitina, která má mez kluzu $R_e=145\text{Mpa}$. [16]



Obr. 6.10: Schéma svaru konzol

Napětí ve svaru:

od síly F_{ry} :

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_{ry}}{S_{SV}} = \frac{F_{ry}}{4 \cdot a_s \cdot l_s} \quad (6.21)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{4329,1}{4 \cdot 2 \cdot 130}$$

$$\tau_{\parallel} = 4,26\text{MPa}$$

od ohybu:

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{ry} \cdot L_s}{4 \cdot \frac{a_s \cdot l_s^2}{6}} \quad (6.22)$$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{4329,1 \cdot 62}{4 \cdot \frac{2 \cdot 130^2}{6}}$$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = 11,9 MPa$$

Výsledné napětí:

k_3, k_4 - převodní součinitele dle ČSN 05 0120 [2]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{k_4}\right)^2} \quad (6.23)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{11,9}{1}\right)^2 + \left(\frac{4,26}{0,9}\right)^2}$$

$$\sigma_{red} = 12,82 MPa$$

Součinitel tloušťky koutového svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z \quad (6.24)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot (1,4 \cdot a_s) \quad (6.25)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot (1,4 \cdot 2)$$

$$\beta = 1,216 mm$$

Bezpečnost svarového spoje:

$$\sigma_{red} = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} \quad (6.26)$$

$$\Rightarrow k_s = \frac{\beta \cdot Re}{\sigma_{red}}$$

$$k_s = \frac{1,216 \cdot 145}{12,82}$$

$$k_s = 13,8 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Rozdíly hodnot pro zatěžující sílu mezi uloženími jsou minimální, proto počítám pouze s hodnotami pro uložení na stěnu, kteréž hodnoty jsou vyšší.

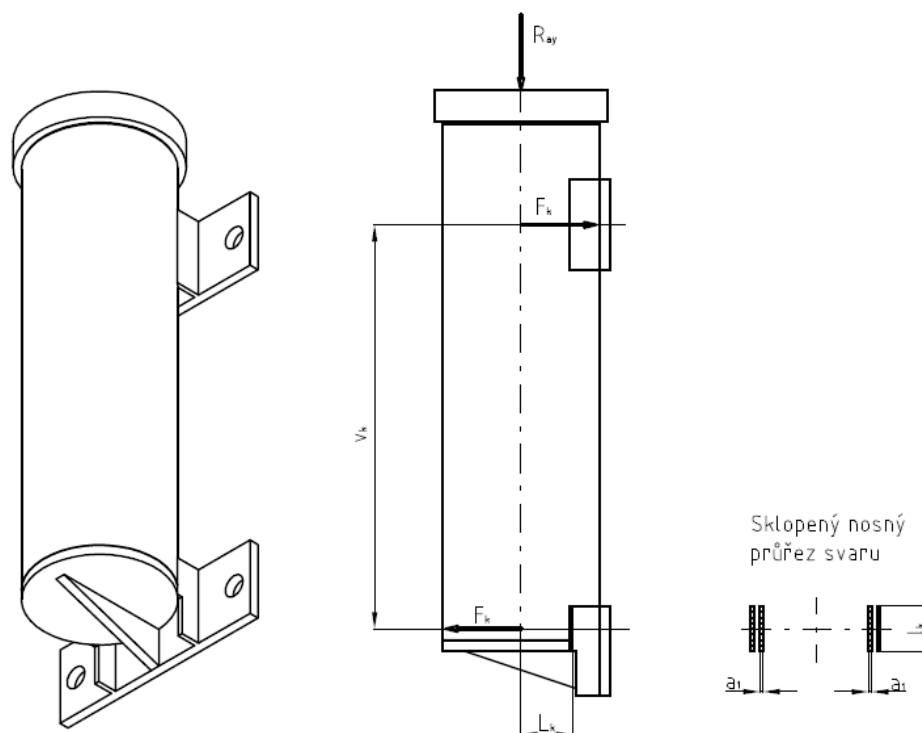
Tab. 6.9: Přehled vypočtených napětí ve svaru

Zatížení 250 kg, uložení na stěnu									
Maximální vyložení					Minimální vyložení				
τ_{II}	τ_{\perp}^{Mo}	σ_{red}	k_s	F_{ry}	τ_{II}	τ_{\perp}^{Mo}	σ_{red}	k_s	F_{ry}
[Mpa]	[Mpa]	[Mpa]	[-]	[N]	[Mpa]	[Mpa]	[Mpa]	[-]	[N]
4,26	11,9	12,82	13,8	4329,1	6,42	18,38	19,72	9	6681,9
Zatížení 100 kg, uložení na stěnu									
1,76	5	5,4	33	1833,6	2,72	7,8	8,4	21,1	2830

6.5.2 Svar na kotvení

Materiálem z něhož je vyrobeno je kotvení je ocel 11343. $R_e = 190MPa$ [4]

Volím tloušťku svaru $a_s = 3mm$.

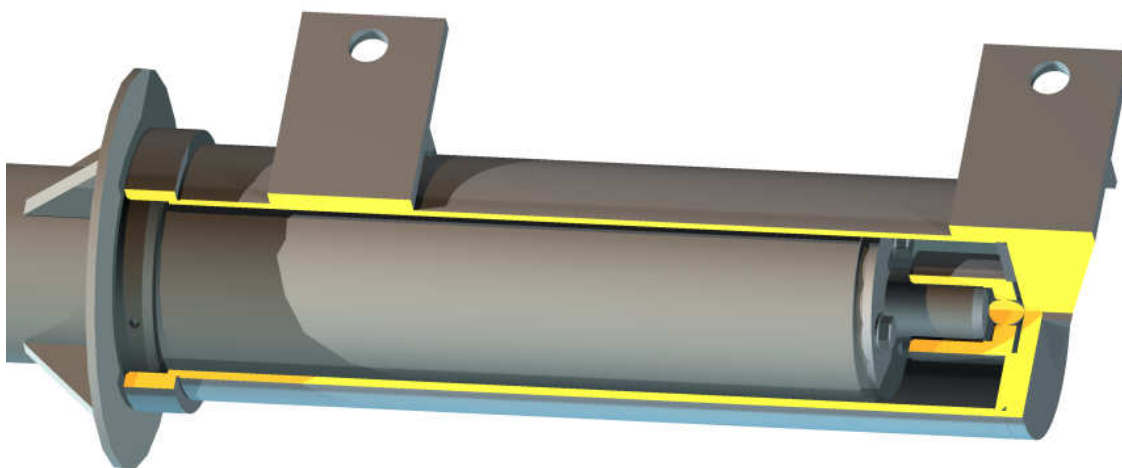


Obr. 6.11: Schéma svaru kotvení

Nejprve si spočítám sílu, která mi na svar působí kolmo a to tak, že podělím moment společným ramenem těžišť svarů, které je rovno 360mm. Při výpočtu budu

z hlediska bezpečnosti uvažovat, že svislá reakce působí na spodní počítaný průřez svaru maximální hodnotou, i když síla je zachycována již vrchními přivařenými deskami. V základní pozici směřuje rameno jeřábu na pravou stranu z Obr. 6.11.

Dvojce sil F_k vyvozená momentem by tedy měly pro tento případ působit opačně. Jeřáb je však v kotvení (Obr. 6.12) uložen otočně a může se natáčet o 360° a proto počítám s nejhorší možnou variantou, která může nastat a to je ta, že síla F_k bude namáhat kontrolovaný svar maximální hodnotou.



Obr. 6.12: Kotvení na stěnu

$$F_k = \frac{M_A}{v_k} \quad (6.27)$$

$$F_k = \frac{4040,4}{0,36}$$

$$F_k = 11223,3N$$

Napětí ve svaru:

od síly F_k :

$$\tau_{\perp} = \frac{F_k}{S_{SV}} = \frac{F_k}{4 \cdot a_s \cdot l_k} \quad (6.28)$$

$$\tau_{\perp} = \frac{11223,3}{4 \cdot 3 \cdot 40}$$

$$\tau_{\perp} = 23,4MPa$$

od síly R_{ay} :

$$\tau_{\parallel} = \frac{R_{ay}}{S_{SV}} = \frac{R_{ay}}{4 \cdot a_s \cdot l_k} \quad (6.29)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{3673,1}{4 \cdot 3 \cdot 40}$$

$$\tau_{\parallel} = 7,65 MPa$$

od ohybu:

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{R_{ay} \cdot L_k}{4 \cdot \frac{a_s \cdot l_k^2}{6}} = \frac{3 \cdot R_{ay} \cdot L_k}{2 \cdot a_s \cdot l_k^2} \quad (6.30)$$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{3 \cdot 3673,1 \cdot 50}{2 \cdot 3 \cdot 40^2}$$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = 57,4 MPa$$

výsledné napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp} + \tau_{\perp}^{Mo}}{k_3} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{k_4} \right)^2} \quad (6.31)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{23,4 + 57,4}{1} \right)^2 + \left(\frac{7,56}{0,9} \right)^2}$$

$$\sigma_{red} = 81,2 MPa$$

Součinitel tloušťky koutového svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z \quad (6.24)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot (1,4 \cdot a_s) \quad (6.25)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot (1,4 \cdot 3)$$

$$\beta = 1,174 mm$$

Bezpečnost svarového spoje:

$$\sigma_{red} = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} \quad (6.26)$$

$$\Rightarrow k_s = \frac{\beta \cdot Re}{\sigma_{red}}$$

$$k_s = \frac{1,174 \cdot 190}{81,2}$$

$$k_s = 2,78 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Všechny rozměry kotvení jsou identické až na L_k , tedy rameno na kterém působí ohybový moment, při různých hmotnostních variantách.

Tab. 6.10: Přehled vypočtených napětí v kontrolovaném kotevním svaru

Zatížení 250 kg, uložení na stěnu							
L_k	F_k	R_{ay}	τ_{\perp}	τ_{\perp}^{Mo}	τ_{\parallel}	σ_{red}	k_s
[mm]	[N]	[N]	[Mpa]	[Mpa]	[Mpa]	[Mpa]	[–]
50	11223,3	3673,1	23,4	57,4	7,65	81,2	2,78
Zatížení 100 kg, uložení na stěnu							
41	3673,1	1555,8	7,66	19,93	3,24	27,8	8

6.6 POSOUZENÍ KOTVENÍ OCELOVÉ OBJÍMKY NA STĚNU

Při variantě uložení na stěnu je sloup jeřábu otočně osazen do kotevní objímky z ocelové trubky. Na boku je objímka opatřena dvěma kotevními deskami. Svislá osová vzdálenost kotevních desek činí 380mm, přičemž osa horní kotevní desky leží 120mm pod horním okrajem betonové stěny, na kterou se jeřáb připevní.

Beru v potaz excentricitu $e = 0,08$, na jejímž rameni působí svislá reakce. Tahovou sílu určím tak, že podělím výsledný ohybový moment ramenem $e_o = 0,38m$ na němž tahová síla působí (svislou vzdáleností těžišť děr pro kotvy u kotevních desek).

Výsledný ohybový moment:

$$M_v = M_A + R_{ay} \cdot e \quad (6.32)$$

$$M_v = 4040,4 + 3673,1 \cdot 0,08$$

$$M_v = 4334 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Na více namáhanou kotevní desku případně

-smyková síla o velikosti:

$$F_s = \frac{R_{ay}}{2} = \frac{3673,1}{2} = 1836,5 \text{ N} \quad (6.33)$$

-tahová síla o velikosti:

$$M_v = F_t \cdot e_o \Rightarrow F_t = \frac{M_v}{e_o} \quad (6.34)$$

$$F_t = \frac{4334}{0,38} = 11405 \text{ N}$$

Tab. 6.11: Přehled vypočtených hodnot působících na kotvení

Zatížení 250 kg, uložení na stěnu				
M_A	R_{ay}	M_v	F_s	F_t
$[N \cdot m]$	$[N]$	$[N \cdot m]$	$[N]$	$[N]$
4040,4	3673,1	4334	1836,5	11405
Zatížení 100 kg, uložení na stěnu				
1711,4	1555,8	1835,9	777,9	4831,2



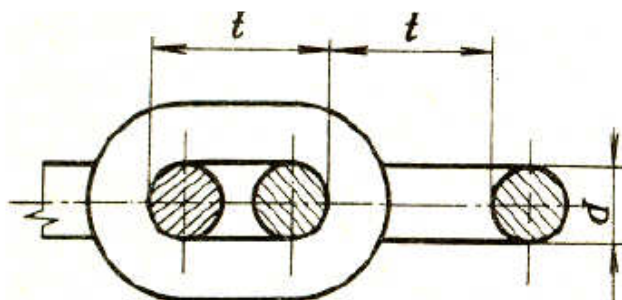
Obr. 6.13: Použitá kotva

Kotevní desky jsou k betonové konstrukci připevněny dvěma kusy kotev HILTI HST M16 (Obr. 6.13). Kotvy se osadí do vyvrtaných otvorů v betonové konstrukci. Otvory

musí mít průměr 16mm hloubku nejméně 115 mm. V kotevní desce se nacházejí dva otvory o rozteči 200mm.

Únosnost jedné kotvy je 6600N. [18]

6.7 POSOUZENÍ PRŮŘEZU SPOJOVACÍHO ŘETĚZU



Obr. 6.14: Znáznornění článku řetězu

Jako řetězu je použito článkového řetězu (Obr. 6.14), kterým se nastavuje velikost vyložení jeřábu. Tento řetěz je přichycen čepem k horní části ramene, dále vede přes přidržovač řetězu a je zachycen ve zkracovací čelisti, která je součástí sloupu. Články označující maximální a minimální vyložení, tedy obě krajní polohy, jsou označeny červenou barvou.

Charakteristika použitého řetězu 8x28-2800:

$$d = 8mm$$

$$t = 28mm$$

$$F_f = 10000N \text{ [20]}$$

Tab. 6.12: Přehled tahových sil působících na řetěz

Vyložení	Zatížení 250		Zatížení 100	
	na stěnu	na podlahu	na stěnu	na podlahu
	F_l			
	[N]			
maximální	7526,9	7473,4	3188	3155,8
minimální	4331,5	4299	1834,6	1816

Podle údajů dodavatele má použitý řetěz únosnost v tahu $10kN$. Je tedy zřejmé, že zvolený řetěz namáhání tahem vydrží. Je však nutné věnovat značnou pozornost svarovému spoji posledního oka s koncem vzpěry. Po celém obvodu průřezu přivařené konzoly se provede koutový svar účinné tloušťky 4 milimetry.

6.8 KONTROLA KULIČKY NA HERTZŮV TLAK

Tento výpočet se zabývá kontrolou kuličky v uložení, která zachycuje axiální sílu od svislé reakce R_{ay} . Na spodní části jeřábového sloupu je přišroubována ocelová část, proto aby nedošlo k otláčování hliníku a aby nedošlo ke styku hliníkové plochy s ložiskem. Samotná kulička je také ocelová a její průměr je $d_1 = 20mm$. Tato kulička bude kontrolována metodou konečných prvků zpracovanou programem Inventor. Materiál kotvení i kuličky je 17240. Pro tento materiál je tvrdost podle Vickerse $HV = x = 270$. [22]

Výpočet kontaktní únavové pevnosti dle ČSN ISO 6336-5:

$$\sigma_{h,d} = A \cdot x + B \quad (6.35)$$

$$\sigma_{h,d} = 1,313 \cdot 270 + 188$$

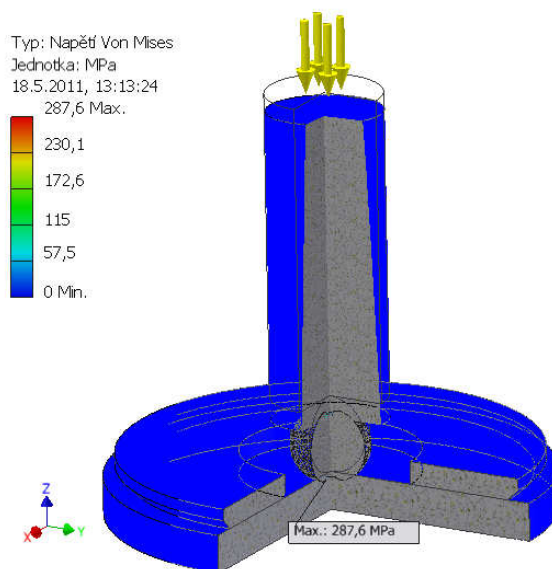
$$\sigma_{h,d} = 542,5MPa$$

Tab. 6.13: Přehled sil zatěžujících kuličku

Zatížení 250		Zatížení 100	
na stěnu	na podlahu	na stěnu	na podlahu
R_{ay}			
[N]			
3673,1	3647,1	1555,8	1540

Ve všech případech bylo použito stejného průměru kuličky, a proto výpočet provedu pouze pro variantu zatížení 250kg při uložení na stěnu, kde působí největší reakční síla R_{ay} .

Jako okrajové podmínky vstupující do výpočtu byl zvolen materiál, dále pak pevná vazba na spodní straně desky, zatížení vyvozené vlastní tíhou jeřábu a tečné dotyky kuličky na dotykových plochách. Pro správnost výsledku je také klíčové dosažení co nejmenšího možného elementu při síťování součástí.



Obr. 6.15: Výsledná hodnota napětí působícího na kuličku

Maximální tlak působící na kuličku je $\sigma_h = 287,6 \text{ MPa}$, což je patrné z pevnostního výpočtu zobrazeného na Obr. 6.15. Dovolená hodnota Hertzova tlaku je $\sigma_{h,d} = 542,5 \text{ MPa}$. Tlak působící na kuličku je menší než tlak dovolený $\sigma_h \leq \sigma_{h,d}$, takže navržená kulička vyhoví namáhání Hertzovým tlakem.

7. ZÁVĚR

Všechny dané body zadání diplomové práce se mi podařilo splnit.

- nosnost 100 a 250 *kg*
- provedení obou variant nosnosti vyřešeno pro upevnění na stěnu a na podlahu
- vyložení břemene (640 až 1100) *mm*
- výška zdvihu břemene minimálně 1650 *mm*
- maximální hmotnost přenosné části 25 *kg*
- materiál pro výrobu jeřábu – hliníková slitina
- doporučení technologie svařování hliníkových dílů

Ke splnění všech těchto požadavků bylo za potřebí statického výpočtu, ke zjištění působících sil v řetězu a rameni a dále pak ke zjištění sil a momentů působících na sloup.

Díky těmto hodnotám byl poté proveden pevnostní výpočet následujících částí:

- ramene
- sloupu
- čepu, zajišťující kloubové spojení mezi ramenem a sloupem
- čepu kladky
- kluzných ložisek
- řetězu
- vybraných svarových spojů
- kotvení
- kuličky v uložení

Dále byly součástí řešení konstrukční detaily, jako například:

- Na sloupu jeřábu je přivařen věnec umožňující snadnou manipulaci, dále potom zkracovací čelist a přidržovač řetězu, na sloupu je také přišroubována ocelová část zajišťující otáčení v ložisku.

- Na rameni je ocelová objímka pro kladku a také je zde přivařená konzola pro zvedací zařízení
- V uložení je axiální síla zachycena kuličkou, radiální potom dvěma ložisky.
- Jeřáb je kromě zkracovacího háku ještě vybaven převěšovacím hákem, který umožňuje manipulaci s více břemeny najednou.
- Na konstrukci jeřábu musí být viditelně označena maximální únosnost a je zde také štítek s označením firmy.
- Články řetězu označující maximální a minimální vyložení jsou označeny červenou barvou.
- Lano navijáku se dodá v nerezovém provedení.

Tato práce byla vypracována ve spolupráci s firmou KUNST, spol. s.r.o. Hranice, kde mi vedení vyšlo vstříc a připravilo pro mě zadání odpovídající rozsahu diplomové práce. Práce byla pro mě velikým přínosem, jelikož jsem se seznámil s jiným než školním prostředím a nabyl jsem prvních zkušeností z praxe, díky čemuž jsem si mohl osvojit množství znalostí. Jednak co se týče technické stránky věci, ale také co se týče jednání s lidmi, jelikož jsem se při vypracovávání setkal s celou řadou lidí, se kterými jsem řešil ten který problém.

Konečný návrh jeřábů je na Obr. 7.1 a na Obr 7.2. Byly vybrány dvě varianty, tak aby bylo vidět rozdíly v hmotnostních variantách (250 a 100 kg), ve vyložení (maximální a minimální) a v uložení (na stěnu nebo na podlahu).



Obr. 7.1: Jeřáb, maximální vyložení, uložení na stěnu, řez kotvením



Obr. 7.2: Jeřáb, minimální vyložení, uložení na stěnu

8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ČSN 27 0103 Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů (výpočet podle mezních stavů) platná od 1.1.1972
- [2] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vyd. VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007, 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] Kaláb, K.: *Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku: Vysokoškolská příručka*. [online]. 1.vyd. VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2003 [cit. 20. října 2008]. 22 s. Dostupné na World Wide Webu: <<http://www.347.vsb.cz/Files/monografie/prirucka-sroubovyzvedak.pdf>>. ISBN 80-248-0543-X.
- [4] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojnické tabulky*. 3.dopl.vyd. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2006, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [5] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. 1. vyd. VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1860-3.
- [6] Remta, F., Kupka, L., Dražan, F.: *Jeřáby – 1. díl*. SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1974, 648 s. DT 621.873
- [7] Remta, F., Kupka, L.: *Jeřáby II*. SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1958, 392 s. DT 621.86/.87
- [8] Pavliska, J.; Hrabovský, L.; *Dopravní a manipulační zařízení IV*, Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0537-5
- [9] Černoch, S.: *Strojně technická příručka I a II*. Praha, SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1968, (1-1184; 1185-2412) s. DT 621(0)
- [10] Martínek, P.; *Transportní zařízení řešené příklady*. Ostrava, 1993. ISBN 80-7078-165-3
- [11] BOLDIŠ, P.: Bibliografické citace dokumentu podle CSN ISO 690 a CSN ISO 690-2: Část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentu. Verze 3.0 (2004). c 1999–2004,poslední aktualizace 11. 11. 2004. URL: <http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>
- [12] Dejl, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I*. Montanex, 2000, ISBN 80-7225-018-3

- [13] Janovský, L., Podivínský, V.: *Transportní zařízení* České vysoké učení technické v Praze, Praha, 1982
- [14] Bolek, A., Kochman, J.: *Části strojů* 1. svazek STNL-nakladatelství technické literatury, Praha, 1989, ISBN 80-03-00193-5
- [15] Bolek, A., Kochman, J.: *Části strojů* 2. svazek STNL-nakladatelství technické literatury, Praha, 1990, ISBN 80-03-00426-8
- [16] Kříž, R., *Tabulky materiálů a předvýrobků pro strojírenství II. Část Montanex*, Český Těšín, 2000, ISBN 80-7225-017-5
- [17] <http://www.alunet.cz/>
- [18] <http://www.hilti.sk/holsk/>
- [19] <http://www.kobras.cz/>
- [20] <http://www.retezy-posamo.cz/>
- [21] <http://www.proal.cz/>
- [22] <http://www.tribotechnika.sk/>
- [23] <http://www.redhill-balls.cz/>
- [24] <http://cs.wikipedia.org/wiki/>

9. PŘÍLOHY

Sestavný výkres jeřábu, varianta 250 kg uložení na stěnu

Výrobní výkres kotvení na stěnu